

Universidad Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Ingeniería Industrial

PROYECTO FIN DE CARRERA



ESTUDIO NUMÉRICO DE LAS CARACTERÍSTICAS HIDRÁULICAS DE UN DIAFRAGMA MULTIORIFICIO.

Autora: Montserrat Blanco Labrado

Tutor: Daniel Fernández Galisteo

Leganés, julio de 2010

Título: ESTUDIO NUMÉRICO DE LAS CARACTERÍSTICAS HIDRÁULICAS DE UN
DIAFRAGMA MULTIORIFICIO
Autor: Montserrat Blanco Labrado
Director: Daniel Fernández Galisteo

EL TRIBUNAL

Presidente: Carmen Jiménez Sánchez
Vocal: Antonio Soria Verdugo
Secretario: Eduardo Fernández Tarrazo

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día 29 de julio de 2010 en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

Agradecimientos

Agradezo a mi tutor y amigo, Daniel Fernandez, su tiempo y dedicación, y a mi familia, amigos y compañeros su apoyo durante estos años.

Resumen

Este proyecto estudia la caracterización de un diafragma multiorificio, elemento diseñado para crear una pérdida de carga fija en un circuito hidráulico.

Su objetivo es la obtención del coeficiente de pérdida de carga y de la distancia de disipación de energía utilizando como herramienta el código comercial Fluent. Se comparan los resultados con la literatura.

Se busca un modelo lo más simplificado posible para predecir el comportamiento de estos equipos, analizando modelos en 3D, 2D y análisis mediante volúmenes de control.

Palabras clave: Diafragma, multiorificio, orificio, pérdida de carga, distancia de disipación, chorro, Fluent, conducción.

Abstract

This project explores the characterization of a multijet diaphragm element designed to create a fixed charge loss in a hydraulic circuit.

The objective is to obtain the pressure loss coefficient and the distance of energy dissipation using the commercial code Fluent. Results are compared with previous literature.

Also a model as simple as possible is looked for to predict the behavior of these elements, analyzing 3D models, 2D and analysis through control volumes.

Keywords: Diaphragm, multijet, orifice, pressure loss, dissipation distance, jet, Fluent, pipe.

Índice general

1. Introducción	9
1.1. Descripción de un diafragma multiorificio	10
1.1.1. Particularidades y ventajas de un diafragma multiorificio	10
1.1.2. Características hidráulicas de un diafragma multiorificio	12
1.1.3. Características constructivas, de montaje y de utilización	16
1.2. Flujos turbulentos	17
1.2.1. Características de flujos turbulentos	17
1.2.2. Modelos de turbulencia	20
1.2.3. Flujo cerca de la pared	22
2. Flujo turbulento a través de un conducto circular	28
2.1. Definición del fluido	29
2.2. Geometría y dominio	30
2.3. Condiciones iniciales	30
2.4. Modelo en GAMBIT	31
2.5. Análisis con Fluent	32
2.6. Discusión sobre el modelo elegido	36
2.6.1. Modelos en 2D	36
2.6.2. Modelos en 3D	38
3. Modelización del flujo a través de un diafragma multiorificio	39
3.1. Modelización en 3D	39
3.1.1. Geometría y dominio	39
3.1.2. Condiciones iniciales	40
3.1.3. Análisis con Fluent	42
3.1.4. Comparación con fórmulas semiempíricas [7]	50
3.2. Modelización en 2D	52
3.2.1. Geometría y dominio	53
3.2.2. Condiciones iniciales	54
3.2.3. Modelo en GAMBIT	54
3.2.4. Análisis con Fluent	55
3.2.5. Comparación con fórmulas semiempíricas [7]	57

3.3. Modelización de un chorro aislado	62
3.3.1. Modelo axisimétrico de un solo chorro aislado	62
3.3.2. Modelo de un sólo chorro aislado usando un análisis de volúmenes de control	66
4. Conclusiones y trabajos futuros	70
A. Código C para definir el perfil de velocidad en 3D	72

Índice de figuras

1.1. Diferentes diafragmas multiorificio y diafragma de orificio único.	11
1.2. Variación de C_d según [20]. Nota: En orificio simple, la relación de áreas es el área del único chorro entre el área del conducto.	13
1.3. Valores de la pérdida de carga K (llamado ξ en la tabla) en función de e/d_H (llamado l/d_H en la tabla) y del coeficiente \bar{f} . Valores también del coeficiente τ en función de e/d_H [7].	14
1.4. Valores de los parámetros $\bar{\varepsilon}_0^{Re}$ en función de Re, y del coeficiente de pérdidas ξ_φ en función de la relación de áreas $\bar{f} = \frac{F_o}{F_1}$ [7].	15
1.5. Componentes de la velocidad axial en un flujo turbulento [16].	17
1.6. Representación esquemática de las escalas en flujos turbulentos y su relación con los métodos de análisis [17]	19
1.7. Leyes de la capa viscosa y ley logarítmica, para la zona interna del perfil de velocidad de un flujo turbulento. U_τ , es el parámetro que se define más abajo como u^* . En el eje de abscisas se ha representado el logaritmo de $y^+ = \frac{u^* \cdot y}{\nu}$, y en el eje de ordenadas se ha representado el parámetro $u^+ = \frac{u}{u^*}$	23
1.8. Modelos para el tratamiento de pared: «Wall Function Approach» y «Near-Wall Model Approach»	27
2.1. Parámetro y^+ para las cuatro mallas analizadas (malla 1, en color azul; malla 2, en color verde; malla 3, en color rojo y malla 4 en color negro)	34
2.2. Velocidad axial a lo largo del eje longitudinal de la tubería, Axis, para diferentes mallas	35
2.3. Longitud de entrada, para diferentes mallas	35
2.4. Desarrollo del perfil de velocidad para la malla n° 3, representando el perfil para $x = 0.5, 1, 2, 3, 5, 10$ y posición final.	36
2.5. Perfiles adimensionales de velocidad hallados con Fluent para el modelo de flujo a través de un conducto y flujo entre dos placas plana infinitas	38
3.1. Plano del diafragma multiorificio	40
3.2. Vista en 3D de un cuarto de diafragma $l/d_H = 0,4$	41
3.3. Un cuarto de diafragma instalado en la conducción	41
3.4. Vista de la malla 0.4-3	43
3.5. Distribución de velocidades en la cara de simetría vertical de un diafragma $e/d_H = 0,4$	44

3.6. Distribución de velocidades en la zona de los orificios del diafragma $e/d_H = 0,4$	45
3.7. Presión estática en el eje central de la conducción y diafragma $e/d_H = 0,4$	45
3.8. Tasa de disipación turbulenta en el eje longitudinal de la conducción	46
3.9. Energía cinética turbulenta en el eje longitudinal de la conducción	47
3.10. Presión estática en el eje central de la conducción y diafragma $e/d_H = 0,4$ con perfil de velocidad constante a la entrada	47
3.11. Distribución de velocidades en la cara de simetría vertical de un diafragma $e/d_H = 8$	48
3.12. Presión estática en el eje central de la conducción y diafragma $e/d_H = 8$	49
3.13. Presión estática en el eje central de la conducción y diafragma $e/d_H = 8$ con perfil de velocidad constante a la entrada	50
3.14. Curva de coeficiente de pérdida de carga de diafragmas multiorificio	53
3.15. Vista de la malla analizada con Fluent para el diafragma de espesor 5.6 mm, con $e/d_H = 0,051$	55
3.16. Distribución de velocidades en la cara de simetría vertical de un diafragma $e/d_H =$ $0,051$	56
3.17. Presión estática en el eje de axisimetría del diafragma $e/d_H = 0,051$	57
3.18. Distribución de velocidades en el diafragma $e/d_H = 1,02$	58
3.19. Presión estática en el eje de axisimetría del diafragma $e/d_H = 1,02$	58
3.20. Curva de coeficiente de pérdida de carga de diafragmas de un sólo orificio	60
3.21. Coeficiente de pérdida de carga [7] para diafragmas de un sólo orificio y diafragmas multiorificio	61
3.22. Diafragma multiorificio $e/d_H = 0,4$ donde se señala uno de los chorros	63
3.23. Distribución de velocidad del flujo a través de uno de los 61 orificios que componen el diafragma	63
3.24. Geometría de uno de los orificios a estudiar	63
3.25. Distribución de presión estática en un diafragma multiorificio con $e/d_H = 0,4$	64

Capítulo 1

Introducción

Los elementos fundamentales que componen cualquier sistema hidráulico son las conducciones, las bombas, las válvulas, los instrumentos de medida y los dispositivos para el control de los transitorios. En concreto, sin las válvulas no se podría llevar a cabo la explotación del sistema.

Las válvulas son componentes de las tuberías que permiten actuar sobre el fluido por apertura, cierre u obstrucción parcial de la zona de paso del mismo o por desvío o mezcla del fluido [1]. Es decir, que permiten aislar tramos de conducción, regular caudales y presiones, proteger la conducción y a otros elementos frente a sobrepresiones y/o depresiones.

En particular, las válvulas y equipos de regulación modifican las características de la corriente aguas arriba y producen efectos aguas abajo, los cuales son necesarios atenuar hasta conseguir las características que tendrá el flujo aguas abajo. En la regulación de redes de presión, tan importante es conocer las funciones que deben cumplir los equipos de regulación, como saber cómo deben ser instalados y qué requisitos tienen que cumplir para garantizar su buen funcionamiento.

La partida de válvulas puede representar en torno a un 5 % del total de la inversión que conlleva una red de presión, donde es la obra civil la partida con mayor coste [13], por lo que no tiene justificación económica elegir una válvula cuya función no sea la adecuada para cada caso. Es muy probable que una mala selección en los equipos conlleve costes mucho mayores a largo plazo.

Este proyecto se centra en la caracterización de un diafragma, que es un equipo diseñado para ajustar la pérdida de carga de un circuito hidráulico. El objetivo del estudio es obtener las curvas características modelizando el fluido a través del diafragma y comparar los resultados con formulaciones calculadas y/o parcialmente experimentales, para determinar qué modelos pueden emplearse para hallar tanto la pérdida de carga que el diafragma crea en un circuito hidráulico como la *distancia característica aguas abajo* en la que se disipa la energía turbulenta. Finalmente se pretende desarrollar una técnica para caracterizar este tipo de elementos con el mínimo coste posible.

Como herramienta para la resolución del problema se utiliza el código comercial Fluent. Pri-

meramente se simula un flujo turbulento a través de un conducto de sección circular, dadas unas condiciones iniciales de velocidad y de intensidad de turbulencia, para hallar el perfil de velocidades una vez desarrollado el flujo en su interior. Este perfil se utiliza como perfil de velocidad a la entrada para resolver el flujo a través del diafragma multiorificio, que se modeliza en 3D y con simplificaciones del modelo en 2D, comparándose los resultados con la literatura.

La simulación computacional de sistemas fluidos es una técnica de cálculo incorporada relativamente reciente al conjunto de herramientas, tanto teóricas como experimentales, utilizadas en el diseño de instalaciones de fluidos. Los códigos CFD (Dinámica de Fluidos Computacional) permiten conocer detalles del flujo muy difíciles de obtener con otros medios, incluso experimentales. Están basados en la discretización de las ecuaciones de Navier-Stokes que gobiernan el flujo para un dominio de cálculo, según la técnica de volúmenes finitos. La limitación principal de CFD es que se necesita una gran potencia de cálculo para resolver problemas de flujos complejos.

Existen diferentes programas comerciales que trabajan con la misma filosofía, y que además disponen de módulos de cálculo que permiten resolver distintos fenómenos (modelos de chorros, modelos de combustión, modelos de flujos bifásicos, modelos de turbulencia...).

1.1. Descripción de un diafragma multiorificio

Los diafragmas son elementos diseñados para crear una pérdida de carga fija en un circuito hidráulico. En ocasiones trabajan bajo una gran diferencia de presión, responsable directa de la cavitación.

Un diafragma es una chapa perforada con uno o varios orificios. Cuando consta de varios orificios, el flujo se fracciona en múltiples chorros (varias decenas de chorros), igualmente repartidos en toda la sección de la tubería. Existen muchas configuraciones para los taladros, siendo las más utilizadas las que tienen los taladros alineados o al tresbolillo.

Existen incluso diferentes acabados de los bordes de los orificios, siendo los más comunes aristas vivas, con chaflanes siguiendo el sentido de la corriente o con aristas redondeadas.

1.1.1. Particularidades y ventajas de un diafragma multiorificio

La mayoría de los diafragmas realiza la disipación de energía produciendo un estrangulamiento en un único chorro de agua. Este chorro tiene una gran sección, provocando:

- Gran extensión para la disipación de la energía. Las perturbaciones del chorro se extienden lejos, aguas abajo del diafragma. En ocasiones puede llegar a disiparse la energía en una distancia del orden de 5 a 10 veces el diámetro nominal de la conducción [5].
- Gran tamaño de las burbujas de cavitación. Los efectos de la cavitación son acrecentados

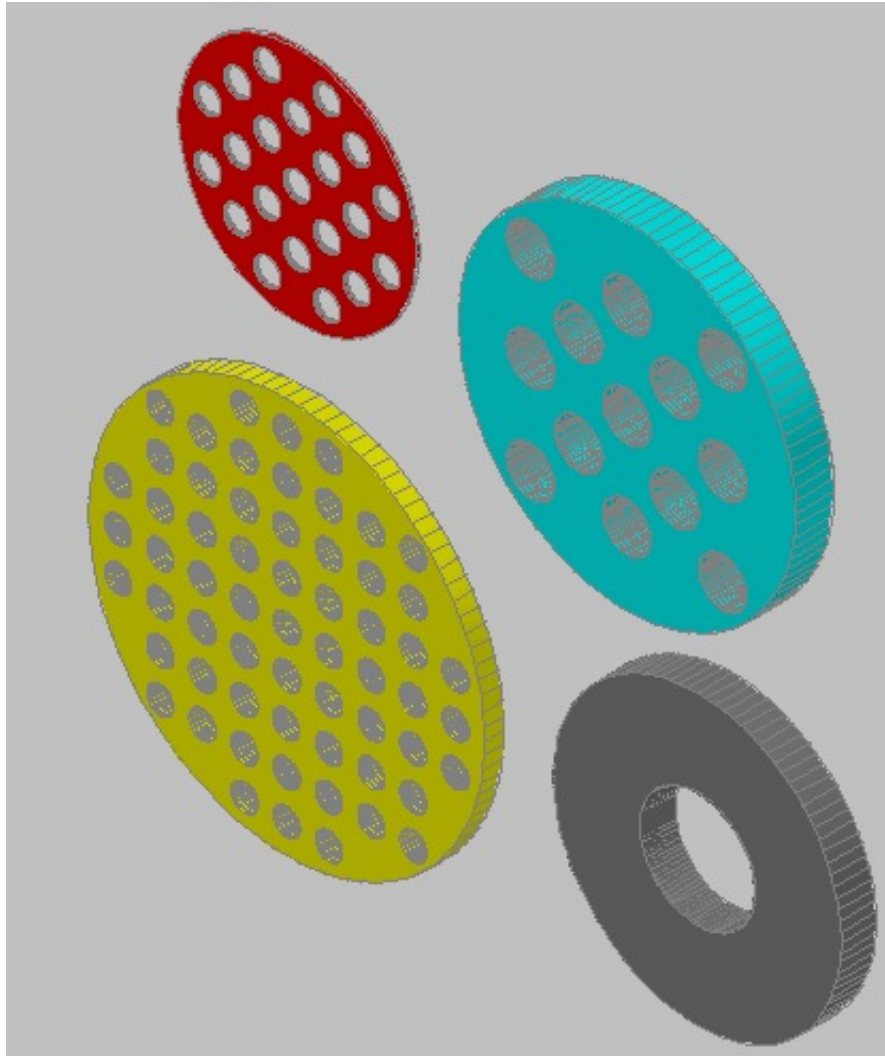


Figura 1.1: Diferentes diafragmas multiorificio y diafragma de orificio único.

por el gran diámetro de la burbujas de cavitación. Por ejemplo, la intensidad de la erosión provocada por la cavitación es, en términos generales, proporcional al cuadrado del diámetro del chorro.

Sin embargo, los diafragmas multiorificio presentan la siguientes ventajas, debido principalmente a la división del flujo en una gran cantidad de pequeños chorros, distribuidos uniformemente en toda la sección de las placas, que efectúan la disipación de energía en mejores condiciones hidráulicas:

- Reducción de la fluctuación del flujo debido a la división de la energía por los chorros y la reducción de la amplitud de la turbulencia inducida por cada uno de ellos.

Se reduce la extensión de las perturbaciones aguas abajo, dando lugar a la ventaja principal de los diafragmas multiorificio, que es la disminución de la longitud de disipación de la energía aguas abajo, siendo únicamente de 2 o 3 veces el diámetro de la tubería [5] [20]. De esta manera es más difícil que el diafragma interaccione con otros equipos situados aguas abajo,

reduciéndose la distancia mínima recomendada entre el diafragma y otros aparatos, como turbinas, caudalímetros, tomas de presión, codos...

- Respecto al comportamiento en presencia de cavitación, destaca el excelente coeficiente de cavitación, con menor riesgo de inicio de cavitación que en los diafragmas de un solo orificio. El pequeño diámetro de cada chorro y el hecho de que éstos no chocan con la pared de la conducción, minimizan los efectos de la cavitación.

1.1.2. Características hidráulicas de un diafragma multiorificio

■ Pérdidas de carga

Las pérdidas de carga creadas por un diafragma pueden ser definidas por la ecuación general:

$$\Delta H = K \frac{U^2}{2g} \quad (1.1)$$

Donde:

ΔH , es la pérdida de presión (m.c.a.)

K , es un coeficiente de pérdida de carga (adimensional).

U , es la velocidad media del flujo (m/s) calculada con base a la dimensión nominal del diafragma.

g , es la aceleración de la gravedad (m/s^2).

Existen diferentes autores que proponen métodos para calcular el coeficiente de pérdida de carga.

Tullis [20] propone un método sencillo para el cálculo del coeficiente de descarga (C_d). El coeficiente de pérdida de carga se relaciona con el ratio entre el área de salida del o de los chorros y el área de la conducción.

El coeficiente de descarga no aparece como función del diámetro de los orificios, ni del número ni separación entre éstos, por lo que es posible utilizar este método tanto para diafragmas con un sólo taladro como para placas multiorificios. La única limitación viene dada por su comportamiento frente a cavitación. El coeficiente de pérdida de carga se relaciona con el coeficiente de descarga mediante la siguiente expresión:

$$K = \frac{1}{C_d^2} - 1$$

Sin embargo tampoco tiene en cuenta el espesor de la placa perforada.

Según *Idel'cik* [7], los diafragmas con múltiples taladros pueden tratarse como rejas o placas perforadas, donde el cálculo de la pérdidas de carga puede estimarse mediante fórmulas calculadas, parcialmente empíricas o incluso mediante datos experimentales. El coeficiente de pérdida de carga depende de varios factores: espesor de la placa perforada, acabado de

El coeficiente de pérdida de carga es:

$$K = \left(\xi_0 + \lambda \frac{e}{d_H} \right) \cdot \frac{1}{\bar{f}^2}$$

$$\xi_0 = \left(0,5 + \tau \sqrt{1 - \bar{f}} \right) (1 - \bar{f}) + (1 - \bar{f})^2$$

Donde:

τ , es un coeficiente que tiene en cuenta el efecto del espesor de la placa, de la forma del borde de los orificios y de las condiciones del flujo a través del orificio. Sus valores están tabulados en función de la relación entre el espesor de la placa perforada y el diámetro hidráulico de un taladro para $0 \leq \frac{e}{d_H} \leq 10$.

Valeurs de ξ

$\frac{l}{d_H}$	τ	\bar{f}															
		0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,0
0	1,35	7000	1670	730	400	245	96,0	51,5	30,0	18,2	8,25	4,00	2,00	0,97	0,42	0,13	0
0,2	1,22	6600	1600	687	374	230	94,0	48,0	28,0	17,4	7,70	3,75	1,87	0,91	0,40	0,13	0,01
0,4	1,10	6310	1530	660	356	221	89,0	46,0	26,5	16,6	7,40	3,60	1,80	0,88	0,39	0,13	0,01
0,6	0,84	5700	1380	590	322	199	81,0	42,0	24,0	15,0	6,60	3,20	1,60	0,80	0,36	0,13	0,01
0,8	0,42	4680	1130	486	264	164	66,0	34,0	19,6	12,2	5,50	2,70	1,34	0,66	0,31	0,12	0,02
1,0	0,24	4260	1030	443	240	149	60,0	31,0	17,8	11,1	5,00	2,40	1,20	0,61	0,29	0,11	0,02
1,4	0,10	3930	950	408	221	137	55,6	28,4	16,4	10,3	4,60	2,25	1,15	0,58	0,28	0,11	0,03
2,0	0,02	3770	910	391	212	134	53,0	27,4	15,8	9,90	4,40	2,20	1,13	0,58	0,28	0,12	0,04
3,0	0	3765	913	392	214	132	53,5	27,5	15,9	10,0	4,50	2,24	1,17	0,61	0,31	0,15	0,06
4,0	0	3775	930	400	215	132	53,8	27,7	16,2	10,0	4,60	2,25	1,20	0,64	0,35	0,16	0,08
5,0	0	3850	936	400	220	133	55,5	28,5	16,5	10,5	4,75	2,40	1,28	0,69	0,37	0,19	0,10
6,0	0	3870	940	400	222	133	55,8	28,5	16,6	10,5	4,80	2,42	1,32	0,70	0,40	0,21	0,12
7,0	0	4000	950	405	230	135	55,9	29,0	17,0	10,9	5,00	2,50	1,38	0,74	0,43	0,23	0,14
8,0	0	4000	965	410	236	137	56,0	30,0	17,2	11,1	5,10	2,58	1,45	0,80	0,45	0,25	0,16
9,0	0	4080	985	420	240	140	57,0	30,0	17,4	11,4	5,30	2,62	1,50	0,82	0,50	0,28	0,18
10	0	4110	1000	430	245	146	59,7	31,0	18,2	11,5	5,40	2,80	1,57	0,89	0,53	0,32	0,20

Figura 1.3: Valores de la pérdida de carga K (llamado ξ en la tabla) en función de e/d_H (llamado l/d_H en la tabla) y del coeficiente \bar{f} . Valores también del coeficiente τ en función de e/d_H [7].

e , es el espesor de la placa perforada (m).

λ , es un coeficiente de pérdida de carga por rozamiento de unidad de longitud relativa (expresada en diámetros) de la conducción. Este parámetro se calcula en función del número de Reynolds y de la rugosidad relativa de las paredes del conducto.

\bar{f} , es la relación entre el área de paso del fluido por el diafragma y el área frontal del diafragma.

- $Re_{d_H} = \frac{\omega_0 \cdot d_H}{\nu} < 10^5$

$$K = \left(\xi_\varphi + \bar{\varepsilon}_0^{Re} + \lambda \frac{e}{d_H} \right) \cdot \frac{1}{\bar{f}^2}$$

Donde:

ξ_φ , es un coeficiente de pérdidas, debido a la velocidad del flujo a su paso por un orificio de bordes vivos y depende del número de Re y \bar{f} .

$\bar{\varepsilon}_0^{Re}$, es un coeficiente de contracción para un orificio con aristas vivas a la entrada, que es función del número de Re.

Re	2,5.10	4.10	6.10	10 ²	2.10 ²	4.10 ²	10 ³	2.10 ³	4.10 ³	10 ⁴	2.10 ⁴	10 ⁵	2.10 ⁵	> 10 ⁵
$\bar{\varepsilon}_0^{Re}$	0,34	0,36	0,37	0,40	0,42	0,46	0,53	0,59	0,64	0,74	0,81	0,94	0,96	0,98
$\frac{F_0}{F_1}$	Valeur de ξ_φ													
0	1,94	1,38	1,14	0,89	0,69	0,64	0,39	0,30	0,22	0,15	0,11	0,04	0,01	0
0,2	1,78	1,36	1,05	0,85	0,67	0,57	0,36	0,26	0,20	0,13	0,09	0,03	0,01	0
0,3	1,57	1,16	0,88	0,75	0,57	0,43	0,30	0,22	0,17	0,10	0,07	0,02	0,01	0
0,4	1,35	0,99	0,79	0,57	0,40	0,28	0,19	0,14	0,10	0,06	0,04	0,02	0,01	0
0,5	1,10	0,75	0,55	0,34	0,19	0,12	0,07	0,05	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0
0,6	0,85	0,56	0,30	0,19	0,10	0,06	0,03	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0
0,7	0,58	0,37	0,23	0,11	0,06	0,03	0,02	0,01	0	0	0	0	0	0
0,8	0,40	0,24	0,13	0,06	0,03	0,02	0,01	0	0	0	0	0	0	0
0,9	0,20	0,13	0,08	0,03	0,01	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,95	0,03	0,03	0,02	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Figura 1.4: Valores de los parámetros $\bar{\varepsilon}_0^{Re}$ en función de Re, y del coeficiente de pérdidas ξ_φ en función de la relación de áreas $\bar{f} = \frac{F_0}{F_1}$ [7].

■ Cavitación, curvas características y zonas de funcionamiento

En un diafragma instalado en una tubería, las contracciones o cambios de dirección, los ensanches bruscos y los desprendimientos de capa límite crean bajadas locales de presión. Cuando estas depresiones son tales que la presión absoluta es inferior a la presión de vapor de líquido aparecen burbujas de vapor en el seno del líquido, lo que se conoce como el fenómeno de cavitación. La implosión de la burbujas de vapor se acompañan de fenómenos perturbadores, como erosión, ruido, pulsaciones de presión, vibración, etc. No obstante, los ruidos y vibraciones se reducen si el diafragma tiene varios orificios, y además si se produce cavitación, únicamente ocurre a una distancia muy cercana aguas abajo de la placa perforada.

Solamente en ciertas ocasiones, la cavitación puede presentar ventajas, como el uso de su grado de turbulencia para acelerar reacciones químicas o facilitar la mezcla entre componentes [20].

La tendencia de un elemento a cavitarse se caracteriza normalmente por el *índice de cavitación* σ , definido como:

$$\sigma = \frac{P_2 - P_v}{P_1 - P_2}$$

Donde:

P_1 , es la presión absoluta aguas arriba del diafragma medida a una distancia igual al diámetro de la tubería.

P_2 , es la presión absoluta aguas abajo del diafragma medida a una distancia igual a cuatro o cinco veces el diámetro de la tubería, ignorando las pérdidas por fricción del tramo.

P_v , es la presión de vapor del líquido a la temperatura de operación.

Para la resolución de los problemas de cavitación, se utilizan dos estrategias diferentes, la disipación multichorro, donde se divide la vena del fluido en múltiples chorros, y la disipación multietapa, donde la vena del fluido único atraviesa varias etapas de disipación.

Estos valores se llevan a curvas que definen el grado de cavitación en función del coeficiente de descarga, e indican diferentes *zonas de funcionamiento* [20]:

1. Zona de funcionamiento normal
2. Funcionamiento aceptable. El sistema puede operar por un período de tiempo largo, sin excesivo ruido ni vibraciones y sin mayores problemas de cavitación.
3. Funcionamiento posible con ciertos riesgos. Los ruidos y vibraciones son tales que el sistema no debe operar bajo estas condiciones por períodos largos de tiempo.
4. Funcionamiento prohibido. Los ruidos y vibraciones y daños por cavitación pueden llegar a ser excesivos.

Es necesario calcular el índice de cavitación para cada uno de los puntos de funcionamiento previstos para el equipo. Cuanto menor es σ , mayor es el peligro de cavitación.

1.1.3. Características constructivas, de montaje y de utilización

Es habitual que el material de construcción estándar sea acero inoxidable.

El montaje de los diafragmas puede realizarse entre bridas (tipo wafer) o embreadado y pueden ser instalados en tuberías verticales, con flujo descendente preferentemente, y horizontales o inclinados.

Como en cualquier instalación, deben preverse en la conducción carretes de desmontaje, tanto para asegurar el juego de la instalación como para permitir el desmontaje del diafragma y las juntas, evitando los esfuerzos generados por los inevitables defectos de alineación.

No es adecuado colocar un diafragma multiorificio si la conducción transporta cuerpos extraños (plásticos, ramas, etc) que se puedan acumular, siendo preferible en estos casos la instalación de un diafragma con un solo orificio.

Con el fin de obtener las condiciones óptimas de funcionamiento, el flujo aguas arriba del diafragma debe ser homogéneo y simétrico con relación al eje de la conducción. Para ello, la longitud recta mínima a respetar aguas arriba, debe ser de 2 veces el diámetro nominal y de forma general, se admite que la energía queda disipada entre 2 y 3 [20] veces el diámetro nominal aguas abajo del diafragma, y por tanto, a partir de esta distancia se consigue que el flujo sea homogéneo.

En ocasiones, en las instalaciones no se dispone de las distancias de tramo recto de conducción deseables para conseguir que tanto el flujo aguas arriba como aguas abajo de un equipo sea lo más homogéneo posible. Este problema de espacio entre elementos produce desviaciones en el comportamiento de los equipos respecto a sus curvas de funcionamiento teóricas. Incluso, si el equipo que se instala aguas abajo es un instrumento de medida, se recogen lecturas erróneas de las

características del fluido. Por eso, comprobar que la distancia de disipación es la presupuesta es uno de los objetivos de este proyecto.

Estos equipos tienen aplicación en cualquier problema de ajuste de presión o nivel, es decir, redes de abastecimiento de agua, redes industriales de distribución, cabeceras en estaciones de tratamiento de agua, plataformas de ensayo de laboratorios, redes de riego...

1.2. Flujos turbulentos

1.2.1. Características de flujos turbulentos

La turbulencia es un movimiento no estacionario y no periódico de un flujo en el que las tres componentes de la velocidad fluctúan. Se hace por ello necesaria la descomposición de la velocidad en media y fluctuaciones, y análogamente se descomponen también la presión y la temperatura.

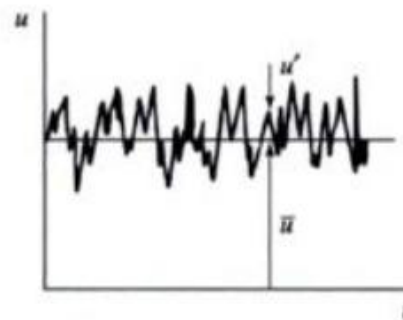


Figura 1.5: Componentes de la velocidad axial en un flujo turbulento [16].

La fluctuación de variables fluidodinámicas con tamaños y tiempos muy diferentes muestran la irregularidad del flujo, que parece caótico e impredecible, lo que justifica el uso de métodos estadísticos para su estudio. Las fluctuaciones del movimiento turbulento amplifican los fenómenos de transporte de masa, cantidad de movimiento y energía.

Pueden existir flujos turbulentos que, al ser promediados en el tiempo, resulten ser bidimensionales. En un mismo flujo coexisten un amplio rango de escalas de turbulencia. Pueden existir movimientos turbulentos en los que las escalas más grandes de la turbulencia sean fundamentalmente bidimensionales. Sin embargo, a medida que se desciende en el tamaño de las escalas, se encuentra que el movimiento asociado es siempre tridimensional.

Los flujos turbulentos son disipativos. Una vez desarrollado el flujo turbulento, la turbulencia tiende a mantenerse, aunque se necesite para ello el aporte continuo de energía para reponer las pérdidas viscosas. Esta energía se obtiene del flujo principal y se invierte en aumentar la energía interna mediante procesos de deformación de las partículas fluidas. Si no existe suministro de energía, la turbulencia decae rápidamente.

La turbulencia se caracteriza principalmente por los siguientes parámetros:

- **Intensidad de la turbulencia (I):** Ratio de la raíz cuadrada del cuadrado de las fluctuaciones de la velocidad (u') y la velocidad media del flujo (\bar{u}).

$$I = \frac{\sqrt{u'^2}}{\bar{u}}$$

Para flujos internos, la intensidad de turbulencia a la entrada es independiente de las características del flujo aguas arriba. Si el flujo en un conducto esta completamente desarrollado se puede estimar la intensidad de turbulencia mediante la siguiente correlación empírica:

$$I = 0,16 \cdot (Re_{D_H})^{-\frac{1}{8}} \quad (1.2)$$

Siendo Re_{D_H} el número de Reynolds basado en el diámetro hidráulico.

- **Longitud de la escala de turbulencia (ℓ):** Representa el tamaño de los vórtices. En flujos completamente desarrollados circulando por conductos, ℓ está restringida por la dimensión característica de la conducción (L_c). La relación entre estas dimensiones puede aproximarse mediante la expresión: $\ell = 0,07 \cdot L_c$. En conductos de sección circular, L_c es el diámetro hidráulico de la conducción, $L_c = D_H$
- **Energía cinética turbulenta (κ):** Variación de las fluctuaciones de la velocidad (m^2/s^2). La relación entre la energía cinética turbulenta y la intensidad de turbulencia es:

$$\kappa = \frac{3}{2}(\bar{u} \cdot I)^2$$

- **Tasa de disipación de la energía cinética turbulencia (ϵ):** Tasa a la cual las fluctuaciones de velocidad se disipan (m^2/s^3). Puede estimarse partiendo de la longitud de escala y la energía cinética turbulenta de la siguiente manera:

$$\epsilon = C_\mu^{\frac{3}{4}} \cdot \frac{\kappa^{\frac{3}{2}}}{\ell}$$

Siendo C_μ un coeficiente empírico de valor 0.09 aproximadamente.

Actualmente no es posible la resolución exacta de las ecuaciones de la Mecánica de Fluidos para el caso de flujos turbulentos. Sin embargo se puede llevar a cabo una resolución numérica mediante la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD).

Existen métodos de cálculo para el análisis de flujos turbulentos:

- DNS (*Direct Numerical Simulation*).

Resuelve las ecuaciones de Navier Stokes de manera directa sin recurrir al modelizado, tanto para escalas grandes como pequeñas. Es muy costoso y requiere mallas extra finas. Es sólo posible para flujos simples a bajos números de Reynolds y no es aplicable en la industria.

- LES (*Large Eddy Simulation*).

Calcula los torbellinos grandes y simula los pequeños, ya que son las escalas grandes las más efectivas en el transporte de propiedades y las escalas menores son más débiles y con capacidad de transporte menor. Los modelos que pueden estudiarse son simples y el coste computacional para su resolución es alto.

El atractivo principal de este método es que se reduce el error inducido por la turbulencia, debido a que se modeliza una parte de la turbulencia, pero la mayor parte es calculada y resuelta. Sin embargo, el uso de funciones de pared es únicamente una aproximación y se requiere validación.

- RANS (*Reynolds-Averaged Navier Stokes equations*).

Está basado en las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas en el tiempo y modeliza todas las escalas. En aplicaciones ingenieriles, interesan más los efectos del flujo medio que los detalles de las fluctuaciones, por lo que se utiliza una aproximación estadística, promediando las ecuaciones de conservación durante un periodo de tiempo mucho más grande que el periodo característico de las fluctuaciones turbulentas.

Esta aproximación se adopta, generalmente, para cálculos ingenieriles prácticos, y usa modelos de turbulencia como Spalart-Allmaras, modelos $\kappa - \epsilon$, modelos $\kappa - \omega$ y RSM. En casos estacionarios, se obtiene una solución de las ecuaciones consumiendo relativamente pocos recursos computacionales.

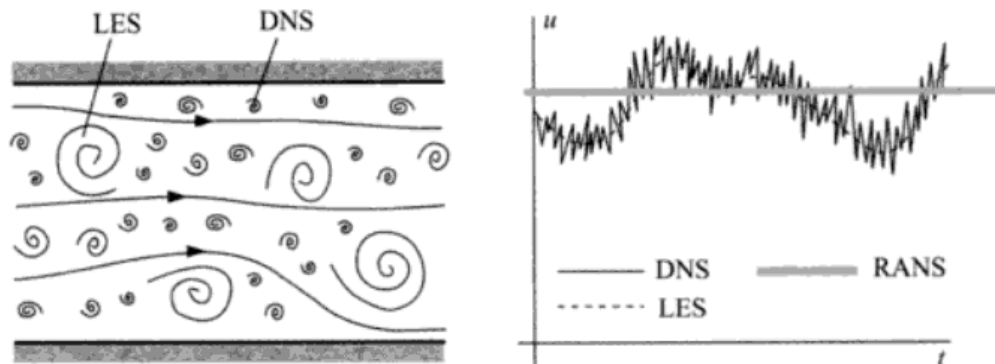


Figura 1.6: Representación esquemática de las escalas en flujos turbulentos y su relación con los métodos de análisis [17]

Para completar el sistema de ecuaciones RANS se debe aportar un modelo para el tensor de esfuerzos turbulentos. El método más empleado es la Hipótesis de Boussinesq, que relaciona los esfuerzos de Reynolds con los gradientes de velocidad media. Esta hipótesis es usada en

los modelos de Spalart-Allmaras, los modelos $\kappa - \epsilon$ y los modelos $\kappa - \omega$. La ventaja de su uso es que el coste computacional asociado es bajo. La desventaja es que asume que la viscosidad turbulenta es un escalar isotrópico, lo que no es estrictamente cierto.

La otra alternativa es resolver las ecuaciones de transporte para cada término en el tensor de esfuerzos de Reynolds. Este método se utiliza en el modelo de turbulencia RSM.

1.2.2. Modelos de turbulencia

Los modelos de turbulencia se utilizan para predecir los efectos de la turbulencia en un flujo sin necesidad de resolver todas las pequeñas escalas de las fluctuaciones turbulentas.

No existe ningún modelo de turbulencia aceptado como óptimo para la resolución de cualquier problema. La elección del modelo de turbulencia depende principalmente de las consideraciones que se realicen, las condiciones físicas del fluido, la capacidad de cálculo computacional, el nivel de exactitud requerido y el tiempo disponible para realizar una simulación.

Para modelizar un flujo turbulento, Fluent v.6 [2] dispone de diferentes modelos RANS. La diferencia entre ellos radica en el número de ecuaciones diferenciales que se utilizan para predecir la viscosidad turbulenta del fluido (μ_t). Para elegir el modelo apropiado es necesario conocer las capacidades y limitaciones de cada uno de ellos.

■ Spalart-Allmaras model (SAM):

Es un modelo económico y relativamente simple que utiliza una sola ecuación para resolver la ecuación de transporte modelizada para la viscosidad turbulenta. Se utiliza para modelos con números de Reynolds bajos y se requiere que la región de viscosidad afectada por la capa límite esté resuelta correctamente.

Se considera buena opción emplearlo para resolver mallas no muy finas. Se comporta bien en capas límites sometidas a gradientes adversos (separación de flujo). No se conoce si es muy preciso para resolver flujos complejos, ya que no predice ciertos comportamientos de flujos turbulentos, isotrópicos y homogéneos. Tampoco se adapta rápidamente a cambios de escala de longitudes. Sus aplicaciones más comunes son las aerospaciales relacionadas con flujos limitados por paredes y también las simulaciones de flujos en turbomáquinas.

■ Standard $\kappa - \epsilon$ model (SKM):

Es un modelo simple de dos ecuaciones de transporte que se solucionan separadamente para determinar la velocidad turbulenta y las longitudes de escala. Está basado en el concepto de la viscosidad de remolino, y asume que la viscosidad turbulenta está ligada a la energía cinética turbulenta y a la disipación de energía turbulenta mediante la relación:

$$\mu_t = C_\mu \cdot \rho \cdot \frac{\kappa^2}{\epsilon}$$

Se ha validado para aplicaciones con flujos turbulentos bien desarrollados, con números de Reynolds altos. Es un modelo robusto, bastante económico y razonablemente aproximado para un rango muy amplio de flujos turbulentos, por lo que es muy utilizado en la simulación de flujos industriales y de transferencia de calor. Es considerado el modelo estándar de la industria.

No se comporta bien en flujos separados (gradientes adversos), en flujos con capas límites muy curvadas, flujos con rotación, flujos desarrollados en conductos no circulares ni en flujos no confinados (estelas lejanas).

Existen dos variantes de este modelo en Fluent: El modelo RNG y el RKM, que se describen a continuación.

■ **Renormalization-Group $\kappa - \epsilon$ model (RNG):**

El modelo fue obtenido usando una rigurosa técnica estadística, llamada «la teoría de renormalización de grupo».

Las ecuaciones son muy similares al SKM pero incluyen un término adicional que mejora el análisis de flujos en presencia de elevados gradientes de presión asociados a los cambios de dirección y sección de los conductos, el efecto de remolinos en la turbulencia y una fórmula analítica para números turbulentos de Prandtl (el modelo estándar emplea valores constantes determinados por el usuario).

Es un modelo válido tanto para números de Reynolds altos como bajos, aunque esta última característica sólo es efectiva si se da un tratamiento adecuado a las zonas cercanas a las paredes. Este modelo es utilizable en una gama de flujos más amplia que el modelo $\kappa - \epsilon$ estándar.

■ **Realizable $\kappa - \epsilon$ model (RKM):**

Es una variante del modelo SKM, que resuelve mediante otra formulación la viscosidad turbulenta y también hay una nueva ecuación del transporte para el ratio de disipación de turbulencia. El término «realizable» hace referencia a que este modelo satisface ciertas restricciones matemáticas para los tensores de Reynolds.

La ventaja del modelo Realizable frente al Standard es su resolución superior para flujos que incluyen rotación, capas límite bajo gradientes de presión fuertes y adversos, separación de capa límite, recirculación y chorros.

Existe una limitación en este modelo cuando el dominio computacional contiene zonas fluidas estacionarias y rotativas.

■ **Standard $\kappa - \omega$ model:**

Está basado en el modelo Wilcox $\kappa - \omega$, que incorpora modificaciones para los efectos de bajos números de Reynolds y compresibilidad y que predecía los efectos para flujos con capas mezcladas y chorro radial, plano y redondo, principalmente.

Calcula la tasa de disipación específica:

$$\omega = \frac{\epsilon}{\kappa}$$

Existe una variante al modelo estándar, llamado Shear-Strees Transport, que se describe a continuación.

■ **Shear-Stress Transport $\kappa - \omega$ model (SST):**

Es una variación del Standard $\kappa - \omega$, llamado transporte del esfuerzo cortante. En este modelo se modifica la definición de la viscosidad turbulenta para justificar el transporte del principal esfuerzo cortante turbulento. Añade también un término de difusión horizontal circular (cross-diffusion) y una función de mezcla, para asegurar que las ecuaciones del modelo se comporten apropiadamente tanto en las zonas cercanas a la pared como en las alejadas de la pared.

Mezcla eficazmente la formulación exacta y robusta del modelo $\kappa - \omega$ en la región cerca de la pared, con la independencia de la corriente libre del modelo $\kappa - \epsilon$ en el campo alejado de la pared.

Estas características hacen que el modelo SST sea más exacto que el Standard $\kappa - \omega$ para flujos con gradientes adversos de presión, superficies sustentadoras y ondas de choque.

■ **Reynold stress model (RSM):**

Pretende corregir los defectos del modelo $\kappa - \epsilon$. Establece una ecuación diferencial para cada tensión de Reynolds modelizando los términos de producción, difusión, transporte y rotación y se añade una ecuación para ϵ (la misma del modelo $\kappa - \epsilon$). En total se requiere solucionar cinco ecuaciones de transporte adicionales en flujos en 2D y siete ecuaciones en 3D.

Es el modelo más general de todos, válido para muchos flujos industriales, incluyendo chorros, conductos no circulares, flujos con mucha curvatura.

Sin embargo es muy complejo y costoso, por lo que no está tan validado como los modelos anteriores. Da problemas en chorros axisimétricos y flujos no confinados con recirculación.

1.2.3. Flujo cerca de la pared

Los flujos turbulentos están bastante afectados por la presencia de las paredes, donde la velocidad del flujo es nula. Muy cerca de la pared el amortiguamiento viscoso reduce las fluctuaciones de la velocidad tangencial y las fluctuaciones normales se reducen debido a la interferencia cinemática. Sin embargo, hacia la parte externa de la región cerca de la pared la turbulencia se incrementa rápidamente debido a los altos gradientes en la velocidad media. El modelado cerca de la pared afecta considerablemente a la fiabilidad de las soluciones.

Los modelos de turbulencia Spalart-Allmaras y $\kappa - \omega$, fueron diseñados para ser aplicados en todas partes de la capa límite, siempre que la malla tuviera una resolución suficiente cerca de la pared.

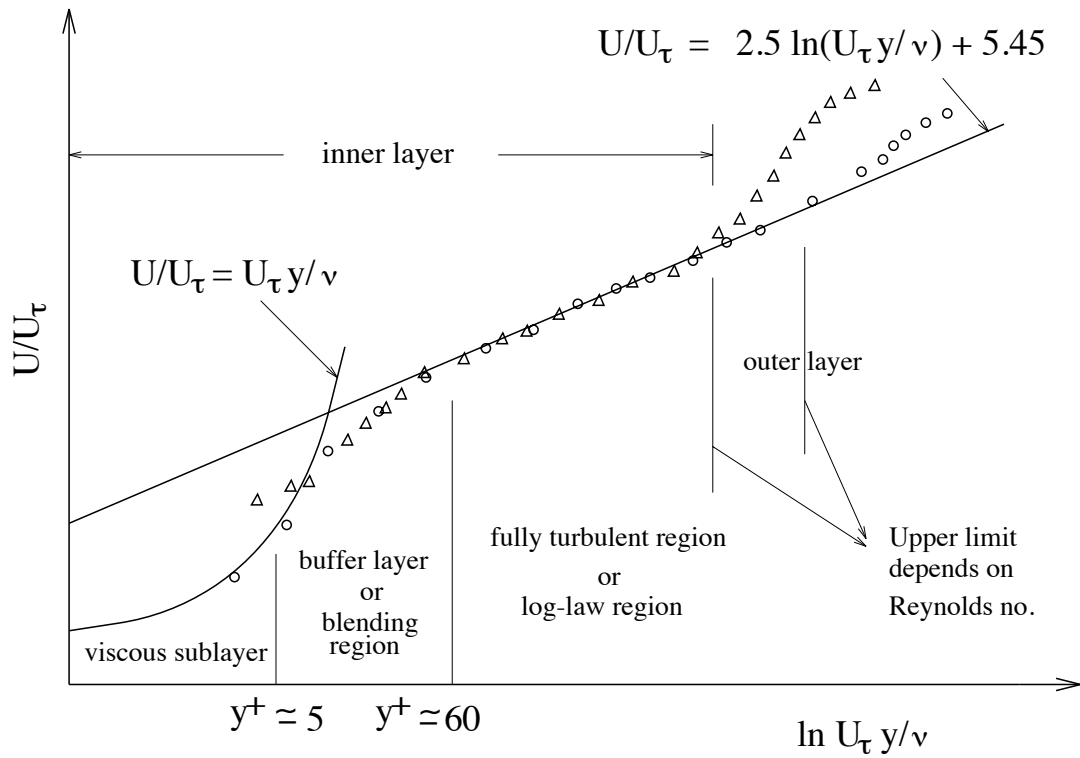


Figura 1.7: Leyes de la capa viscosa y ley logarítmica, para la zona interna del perfil de velocidad de un flujo turbulento. U_τ , es el parámetro que se define más abajo como u^* . En el eje de abscisas se ha representado el logaritmo de $y^+ = \frac{u^* y}{\nu}$, y en el eje de ordenadas se ha representado el parámetro $u^+ = \frac{u}{u^*}$.

Sin embargo, los modelos $\kappa - \epsilon$, RSM y el modelo LES, son válidos para flujos turbulentos principales (es decir, en las regiones alejadas de las paredes), por lo que deben hacerse ciertas consideraciones y modificaciones a estos modelos para hacerlos válidos en flujos cercanos a la pared [2].

Pueden distinguirse dos regiones en el perfil de velocidad de un flujo turbulento. La región exterior, donde los esfuerzos turbulentos son los dominantes y la región interior, donde dominan los esfuerzos viscosos en la zona más cercana a la pared y los esfuerzos turbulentos y viscosos en la zona de solape entre capa interna y externa [22]. Hay numerosos autores que en lugar de distinguir entre región externa y región interna (con sus subcapas viscosa y logarítmica), diferencian directamente entre tres regiones, llamándolas externa, interna e intermedia.

■ Región externa:

En la región exterior, se cumple la denominada *ley del defecto de la velocidad* [9], donde el perfil de velocidad es independiente de la viscosidad. Se supone que también es independiente de la rugosidad de la pared. El flujo es dependiente de las condiciones de contorno exteriores.

Von Karman dedujo en 1933, que en la región exterior la velocidad \bar{u} debía ser independiente

de la viscosidad y que su diferencia con la velocidad de la corriente libre (U) dependía del espesor de la capa límite (δ) y de otras propiedades:

$$(U - \bar{u})_{ext} = g(\delta, \tau_w, \rho, y)$$

Siendo τ_w el esfuerzo en la pared.

Por análisis dimensional se llega a:

$$\frac{U - \bar{u}}{u^*} = G\left(\frac{y}{\delta}\right)$$

Siendo la magnitud u^* , una velocidad de fricción porque tiene dimensiones $[LT^{-1}]$, aunque no es realmente una velocidad. Se puede interpretar como un valor típico de la velocidad de agitación turbulenta [9]. También se le conoce con el nombre de velocidad del cortante [16].

$$u^* = \left(\frac{\tau_w}{\rho}\right)^{1/2}$$

■ Región interna:

La ecuación denominada *ley de la pared*, se cumple para la región interior, donde el perfil de velocidad no depende del espesor de la capa límite (δ) [22], según dedujo Prandtl en 1930:

$$\bar{u} = f(\mu, \tau_w, \rho, y)$$

Por análisis dimensional esto equivale a:

$$u^+ = \frac{\bar{u}}{u^*} = F\left(\frac{y \cdot u^*}{\nu}\right)$$

El modelo de dos capas explica el perfil de velocidad en la zona interna. Estas capas son:

- **Subcapa laminar o viscosa:** En zonas muy cercanas a la pared los esfuerzos turbulentos son despreciables frente a los viscosos, y se cumple la siguiente ley lineal:

$$u^+ = \frac{\bar{u}}{u^*} = \frac{y \cdot u^*}{\nu}$$

Se define el parámetro y^+ :

$$y^+ = \frac{y \cdot u^*}{\nu}$$

Esta ley lineal es válida para $0 \leq y^+ \leq 5$.

Puede estimarse u^* como $u^* \approx 0,1 \cdot \bar{u}$ [18] y, en ocasiones, se puede estimar también « y » mediante, $y \approx 10^{-3} \cdot R$.

Esta región no suele ocupar más de un 2 % del espesor de la capa límite y suele despreciarse, ya que la ley logarítmica es válida en casi toda la capa límite salvo en la región

exterior cuando hay una gradiente de presión adverso muy fuerte [22].

- **Subcapa inercial o logarítmica:** A distancias mayores de la pared, disminuye la importancia de los esfuerzos viscosos frente a los turbulentos, de forma gradual.

Se cumple la siguiente ecuación logarítmica, para $y^+ > 30$:

$$\frac{\bar{u}}{u^*} = \frac{1}{k} \cdot \ln \frac{y \cdot u^*}{\nu} + B$$

Las constantes adimensionales de esta ecuación son, k , llamada constante de von Karman, cuyo valor es $k \approx 0,41$, y B , que es una constante empírica relacionada con el espesor de la subcapa viscosa de valor $B \approx 5$.

La ley logarítmica para el flujo en un tubo es válida prácticamente hasta el centro del tubo. En el centro $u = u_0$ e $y = R$, donde R es el radio interior de la conducción y puede calcularse entonces la velocidad de fricción de la siguiente expresión:

$$\frac{u_o}{u^*} = \frac{1}{0,41} \cdot \ln \frac{R \cdot u^*}{\nu} + 5$$

La ley logarítmica es la que realiza el solape entre la ley de la pared y la ley del defecto de la velocidad [16].

En el intervalo $5 < y^+ < 30$, los datos experimentales no se ajustan a una u otra de las curvas de la subcapa viscosa o de la subcapa logarítmica, sino que fusionan a las dos curvas anteriores.

Modelos para el tratamiento del flujo cerca de la pared.

Existen dos aproximaciones para modelizar el flujo en las regiones cercanas a las paredes [2], que se comentan a continuación.

■ Wall Function Treatment

En la región interna, la región afectada por la viscosidad no se resuelve, sino que se aproxima mediante ecuaciones semiempíricas llamadas *funciones de pared*, que son una unión entre la pared y la capa totalmente turbulenta. Las ecuaciones se basan en la ley logarítmica [15].

Esta aproximación supone una disminución del esfuerzo computacional, sobretodo cuando se tienen elevados Re . El uso de la funciones de pared es muy popular en flujos industriales, dado que sus resultados son muy fiables y por su economía computacional.

Fluent dispone de dos tipos de Wall Functions:

- *Standard Wall Functions:*

Están basadas en la propuesta de Launder-Spalding y es muy usada en flujos industriales. Es la opción que incorpora Fluent por defecto.

Fluent basa las leyes de pared en el parámetro adimensional y^* más que en el parámetro adimensional y^+ , aunque estas magnitudes son aproximadamente iguales en las capas límite turbulentas en equilibrio.

La ley de pared para la velocidad media es:

$$U^* = \frac{1}{k} \ln(Ey^*)$$

$$U^* \equiv \frac{U_p C_\mu^{\frac{1}{4}} k_p^{\frac{1}{2}}}{\frac{\tau_w}{\rho}}$$

Donde:

k , es la constante de Von Karman ($k = 0.41$)

E , es una constante empírica ($E = 9.81$)

U_p , es la velocidad media del fluido en el punto P

k_p , es la energía cinética turbulenta en el punto P

y_p , es la distancia desde el punto P a la pared.

Se define el parámetro adimensional y^+ como:

$$y^* \equiv \frac{\rho C_\mu^{\frac{1}{4}} k_p^{\frac{1}{2}} y_p}{\mu}$$

Generalmente se acepta que la ley logarítmica es válida para $y^* > 30 \sim 60$. En Fluent [2], la ley logarítmica se emplea cuando $y^* > 11,225$. En el caso de que Fluent encuentre algún nodo con $y^* < 11,225$, entonces aplica a las celdas adyacentes a la pared la ley de subcapa laminar.

- *Non-Equilibrium Wall Functions:*

La función de pared en no-equilibrio añade principalmente los efectos de gradientes de presión a las funciones estándar. Emplea el concepto de dos-capas para el cálculo de la cantidad de energía cinética turbulenta en las celdas adyacentes a la pared.

Estas funciones se recomiendan en flujos complejos donde el flujo y la turbulencia estén sometidos a fuertes gradientes de presión, ya que con ellas se obtienen mejoras en la predicción de la cortadura de la pared (coeficiente de fricción) y en la transferencia de calor (número de Nusselt).

- **Near-Wall Treatment**

En esta aproximación, los modelos de turbulencia se modifican para permitir resolver las regiones afectadas por la viscosidad, incluyendo la subcapa viscosa. Se recomienda su uso cuando se tienen bajos Re , que es una de las condiciones en la que la aproximación de las «Wall Function Treatment» son menos fiables. También se utilizan cuando existen fuertes gradientes de presión que conducen a desprendimientos de la capa límite entre otros casos.

Un modelo de tratamiento cercano a la pared es el modelo *Enhanced Wall Treatment*, que combina un modelo de dos capas y una función de pared. Es más eficaz cuando se tienen bajos Re , aunque consume mayores recursos computacionales, ya que requiere mallas muy finas con $y^+ < 5$, siendo adecuado que su valor sea en torno a la unidad.

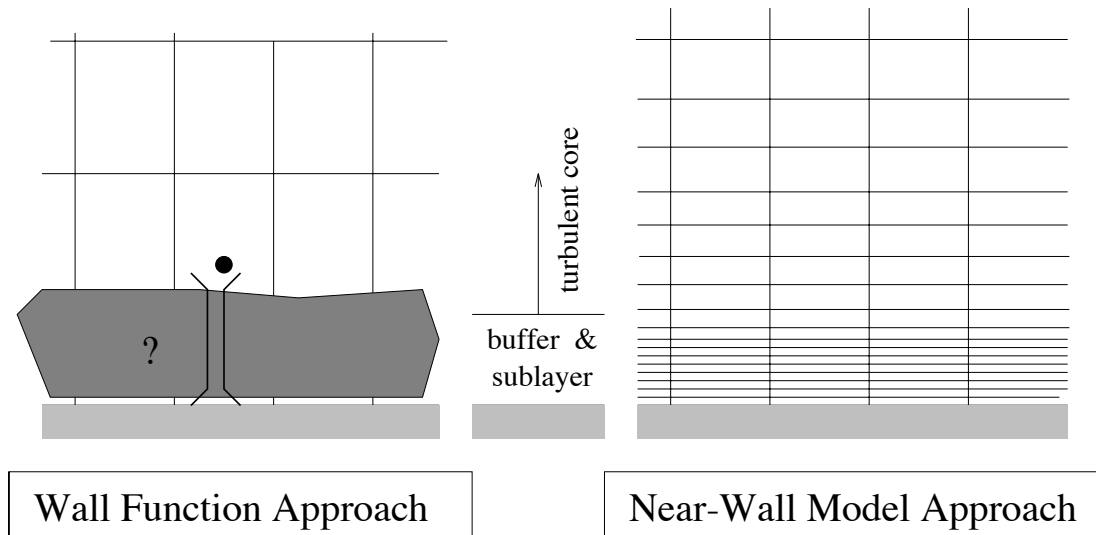


Figura 1.8: Modelos para el tratamiento de pared: «Wall Function Approach» y «Near-Wall Model Approach»

Capítulo 2

Flujo turbulento a través de un conducto circular

El flujo en un tubo de sección circular constante es el más común de los flujos internos. Es habitual, en aplicaciones prácticas, que los flujos en tubos circulares sean turbulentos y desarrollados [16].

Se quiere realizar una simulación del comportamiento de un flujo en una tubería, para lo cual se definen primeramente las características del fluido, la geometría y las condiciones de contorno. Después se analizarán los resultados obtenidos. Se trata de ver cómo la capa límite viscosa va creciendo desde la entrada a lo largo de la tubería, hasta ocuparla por completo. Para ello, la tubería ha de tener la longitud suficiente, que debe ser mayor a la llamada longitud de entrada, (L_e). Cuando esto ocurre, el flujo está totalmente desarrollado y el perfil de velocidad no cambia con la coordenada longitudinal.

Al contrario que para flujo laminar, donde existe una expresión para calcular la longitud de entrada, en flujo turbulento no existe una expresión similar, ya que el flujo turbulento dependerá de las condiciones a la entrada del conducto. De todos modos, esta longitud puede estimarse (aunque no calcularse exactamente) de al menos una de las siguientes formas:

- La longitud de entrada es en torno a 120 veces el diámetro de la conducción [16, pág. 242], para un flujo con número de Reynolds grande ($Re > 10^5$) en un tubo, donde las fluctuaciones de la turbulencia se inician cerca de $x=0$:

$$\frac{L_e}{D} \approx 120 \quad (2.1)$$

- La longitud de entrada puede aproximarse a la expresión experimental siguiente [22, pág. 339]:

$$\frac{L_e}{D} \approx 4,4 \cdot Re^{1/6} \quad (2.2)$$

Mediante el software CFD FLUENT se calcula la longitud de entrada de la tubería y ésta se va a comparar con los resultados que nos proporcionan las expresiones 2.1 y 2.2. A partir de esa longitud de entrada se obtiene el perfil de velocidad independiente de la coordenada longitudinal, que se va a considerar en capítulos posteriores como el perfil de velocidad a la entrada para la simulación del flujo a través de un diafragma multiorificio.

El proceso de modelar con CFD se compone de tres etapas principales:

1. Preproceso o preparación de la malla y del cálculo

- Generar la malla
- Fijar las condiciones de contorno
- Elegir el esquema de discretización y el método de resolución
- Fijar las condiciones iniciales

2. Obtención de la solución por cálculo iterativo

- Hacer un estudio de independencia de malla
- Verificar la influencia del modelo de turbulencia, si es necesario
- Verificar la convergencia y estabilidad de la solución

3. Post-proceso o visualización y análisis de la solución

- Analizar la calidad de la solución obtenida
- Visualizar los campos de velocidad, presión, líneas de corriente, ...
- Validar la solución por comparación con soluciones analíticas o medidas experimentales

2.1. Definición del fluido

Se considera agua como fluido moviéndose a lo largo de la conducción.

Se utilizan las constantes del agua para una temperatura ¹ de 20 ° C [13]. Se escoge esta temperatura, ya que a nivel internacional se asume que la temperatura ambiente del agua es 23 °C ± 3 °C, con las siguientes propiedades:

- Densidad $\rho = 998 \text{ kg/m}^3$
- Viscosidad dinámica $\mu = 0,00102 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$

¹Fluent utiliza para agua líquida unos valores aproximadamente iguales a los anteriores: densidad $\rho = 998,2 \text{ kg/m}^3$ y viscosidad dinámica $\mu = 0,001003 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$

2.2. Geometría y dominio

La conducción elegida para la instalación es un tubo de acero al carbono sin soldadura, según normas ASTM, de diámetro nominal DN-200 (8") [4], donde el diámetro exterior de la conducción es 219,1 mm, el espesor es 6,35 mm y el diámetro interior es 206,4 mm. A efectos de cálculos posteriores sólo interesa el diámetro interior, al que denominaremos D , siendo $D = 0,206$ m. Se utiliza también en ocasiones el radio interior (R), siendo $R = 0,103$ m.

El flujo es axisimétrico, es decir, que tiene simetría circunferencial en todas las secciones longitudinales, presentando las mismas características y por tanto el dominio del problema es:

$$\begin{aligned} 0 &\leq r \leq D/2 \\ 0 &\leq x \leq L \end{aligned}$$

El origen de coordenadas se coloca en la esquina inferior izquierda de la mitad de la sección transversal de la conducción.

La longitud de la conducción debe ser mayor a la longitud de entrada que se estime con la expresiones 2.1 y 2.2, una vez conocido el número de Reynolds del flujo.

2.3. Condiciones iniciales

Existen numerosos especialistas que afirman que la velocidad del agua en una conducción debe limitarse entre un valor mínimo [19], aconsejable para evitar el estancamiento del agua en la tubería, que provocaría deposiciones, y un valor máximo, por el cual se considera que pueden aparecer problemas de erosión del material de la tubería, además de aumentar la sobrepresión que se podría producir por un golpe de ariete. Estos límites suelen establecerse entre 0,5 m/s y 2,5 m/s [6].

Sin embargo, existen autores que descartan tanto el desgaste como las sobrepresiones como razones evidentes para fijar una velocidad máxima en una conducción [19]. Las sobrepresiones que puede producir un golpe de ariete pueden estar previstas por los timbrajes de las tuberías, y además éstas pueden equiparse convenientemente mediante válvulas de seguridad o equipos antiariete, para prevenir las sobrepresiones que se puedan producir debidas a cierres de válvulas. En cuanto al desgaste de las paredes de los tubos que se pueda ocasionar por la circulación del agua a gran velocidad, no se conocen precedentes que aconsejen la limitación de la velocidad por esta causa, y se estima que para apreciar estos efectos sería necesario dejar transcurrir periodos de tiempo similares a los que necesita un chorro de agua limpia para desgastar una roca.

Tras la discusión anterior se elige una velocidad media de entrada del flujo a la conducción de $\bar{u} = 2$ m/s (condición inicial que describe el campo de flujo en el instante inicial de tiempo). La velocidad en el eje central de la tubería va cambiando según se desarrolle el perfil de velocidad en

función de la distancia a la entrada del fluido.

El número de Reynolds da una medida de la importancia relativa entre las fuerzas de inercia (efectos de convección) y las fuerzas viscosas (efectos de difusión). Se calcula el número de Reynolds, Re , basado en el diámetro de la conducción, utilizando el valor de la velocidad media:

$$Re = \frac{\rho \cdot \bar{u} \cdot D}{\mu} = \frac{998 \text{ Kg/m}^3 \cdot 2 \text{ m/s} \cdot 0,206 \text{ m}}{1,02 \cdot 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2} \approx 4 \cdot 10^5$$

El flujo que se va a simular es turbulento, ya que $Re > 4000$, corroborando la suposición inicial [16]. En general, valores de Re entre 10^4 y 10^6 , indican un flujo turbulento, con dependencia moderada de Re .

Utilizando las dos expresiones propuestas para la estimación de la longitud de entrada, se obtiene que el flujo se puede considerar totalmente desarrollado aproximadamente a partir de 25 m, para la primera expresión, y de 8 m para la segunda expresión. Según estos resultados se escoge una longitud de tubería de $L = 30 \text{ m}$, mayor a la longitud estimada con la expresión 2.1.

2.4. Modelo en GAMBIT

El software GAMBIT está diseñado para ayudar a mallar modelos para utilizarlos posteriormente en análisis con CFD [3].

El modelo bidimensional de la tubería para la generación de la geometría en Gambit es un rectángulo que representa la mitad de la sección longitudinal del conducto.

Las condiciones de contorno que se asignan al modelo en Gambit son:

- El lado izquierdo del rectángulo es la entrada de la tubería del flujo incompresible y se le asigna el tipo *Velocity Inlet*, cuyo valor medio es $\bar{u} = 2 \text{ m/s}$. Esta condición se usa para definir la velocidad y las propiedades escalares del flujo a la entrada.
- El lado derecho es la salida del fluido, asignándole *Outflow*. Esta condición de contorno se usa cuando no se conocen a priori la velocidad ni la presión del flujo. Es apropiado su uso cuando el flujo tiene condiciones próximas a las de flujo totalmente desarrollado. No es apropiado para cálculos con fluidos compresibles, ni para casos no estacionarios ni si la condición de contorno a la entrada es *Pressure inlet*, ya que esta condición implica tener que utilizar la condición de contorno a la salida *Pressure outlet*.
- El lado superior es la pared de la tubería, al cual se le asigna la condición de pared, *Wall*. Esta condición de contorno asume que es una superficie impermeable al flujo y con velocidad del fluido nula.

- El lado inferior es el eje de la geometría axisimétrica, al que se le asigna la condición de contorno *Axis*.

La geometría se discretiza en un número finito de puntos, llamados nodos, generando una malla. Para asegurarse de que los resultados que se obtienen son completamente independientes del tipo de malla utilizados para resolverlos se preparan cuatro mallas diferentes con las siguientes características:

- Malla 1: Se hacen 600 divisiones en los ejes horizontales y 30 en los verticales, con distribución no lineal, de manera que la primera celda dista de la pared 1 mm, teniendo por tanto 18.000 celdas y 18.631 nodos.
- Malla 2: Se hacen 900 divisiones en los ejes horizontales y 60 en los verticales, con distribución no lineal, de forma que la distancia de primera celda a la pared es la mitad que la anterior, es decir 0,5 mm, teniendo 54.000 celdas y 54.961 nodos.
- Malla 3: Como en la malla 2 se utilizan 900 divisiones en los ejes horizontales y se hacen 90 en los ejes verticales, con distribución no lineal, siendo 0,25 mm la distancia de la primera celda a la pared, obteniéndose 81.000 celdas y 81.991 nodos.
- Malla 4: Se dejan las mismas divisiones horizontales y se hacen 135 en los ejes verticales, también con distribución no lineal, siendo la distancia de la primera celda a la pared de 0,1 mm. Se obtienen 121.500 celdas y 122.536 nodos.

2.5. Análisis con Fluent

Se ejecuta el programa Fluent, eligiendo la opción «2ddp» para seleccionar el solver bidimensional de doble precisión. El solver de doble precisión aumenta además de la precisión el rango máximo y mínimo que pueden alcanzar las magnitudes a representar, aunque también requiere más memoria de cálculo.

Se escoge además la formulación del solver «segregado», que habitualmente se emplea para flujos incompresibles o moderadamente compresibles, en lugar del «acoplado», diseñado específicamente para flujo compresible. El solver segregado resuelve iterativamente las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y energía. Para fluidos incompresibles ambas formulaciones conducen a resultados idénticos, pero con distinta velocidad de convergencia, siendo el solver segregado el que converge más rápidamente.

Se simula el paso de agua líquida por la tubería utilizándose los cuatro modelos creados con Gambit.

En la condición de contorno Velocity inlet se introduce la velocidad axial de 2 m/s y como parámetros de turbulencia se elige especificar el diámetro hidráulico y la intensidad turbulenta. El

diámetro hidráulico es el diámetro interior de la tubería, es decir, $D_H = D$. Para conducciones a presión se obtienen buenos resultados si se estima la intensidad turbulenta mediante la siguiente expresión, derivada de una correlación empírica para tuberías [2]:

$$I \approx 0,16 \cdot (Re_D)^{-\frac{1}{8}}$$

Es decir que la intensidad turbulenta a la entrada será de un 3 %, según la expresión 1.2.:

$$I \approx 0,16 \cdot (4 \cdot 10^5)^{-\frac{1}{8}} = 0,03$$

En la condición de contorno Wall, puede introducirse el valor de la rugosidad de las paredes. Se estudia brevemente si la rugosidad de la pared de la conducción produce algún efecto en los perfiles de velocidad turbulentos.

El material de la tubería es acero al carbono, que tiene una rugosidad promedio (altura media de los picos de las irregularidades de la superficie) de $\varepsilon = 0,046 \text{ mm}$ [12]. Este valor promedio es válido para tuberías de acero nuevas y limpias. Es de esperar una variación de la rugosidad, una vez ha sido puesta en servicio la tubería, debido a la corrosión y a la formación de depósitos en la pared. Por otro lado, podría estimarse, como se ha comentado anteriormente [18], que $y = \delta \approx 10^{-3} \cdot R = 0,103 \text{ mm}$. Como $\delta > \varepsilon$, entonces no existe efecto de la rugosidad en la fricción ni en los perfiles de velocidad turbulentos, considerándose la tubería como lisa.

Como modelo de turbulencia, se elige el Standard $\kappa - \epsilon$, con discretización de 2º orden de las ecuaciones, por ser el modelo más validado en flujos turbulentos desarrollados con números de Re altos, por su robustez y economía desde el punto de vista de recursos computacionales.

Para conocer la bondad de la densidad de malla empleada se utiliza el parámetro y^+ . En el modelo viscoso se elige una resolución de malla muy fina, de manera que se da un tratamiento especial en la zona cerca a la pared «Enhanced Wall Treatment», por lo que el valor del parámetro y^+ deberá ser $y^+ < 5$.

Como criterio de convergencia se fija que los valores de los residuos asociados a cada ecuación de gobierno del flujo que se va a resolver, se sitúen por debajo de 10^{-6} . Además, como criterio adicional que asegure que la solución no cambia con más iteraciones se comprueba que la velocidad media a la salida no varía. Se puede comprobar también que la solución ha convergido si los balances totales de masa, momento y energía cierran, es decir, que tienen una diferencia menor al 0.2 % de desbalance.

Se realizan los análisis con la malla 1, la menos fina, y posteriormente con la 2, 3 y 4, y se comparan los resultados obtenidos. La convergencia se consigue tras 375 iteraciones (7 min) para la malla 1, 950 iteraciones (20 min) para la malla 2, 1550 iteraciones (40 min) para la malla 3 y 3500 iteraciones (2 horas) para la malla 4. Los resultados de la malla 4 no difieren apenas de los de la malla 3, es decir que los resultados obtenidos en 3 ya son independientes de la malla, y sin embargo,

la diferencia en gasto de recursos computacionales para resolver la malla 4 es mucho mayor que para la malla 3. El tiempo empleado para solucionar la malla 4 es el triple que el empleado para resolver la malla 3. Por esta razón aunque se presentan los resultados de la malla 4, se dan por válidos los obtenidos al analizar la malla 3 para este caso tan sencillo.

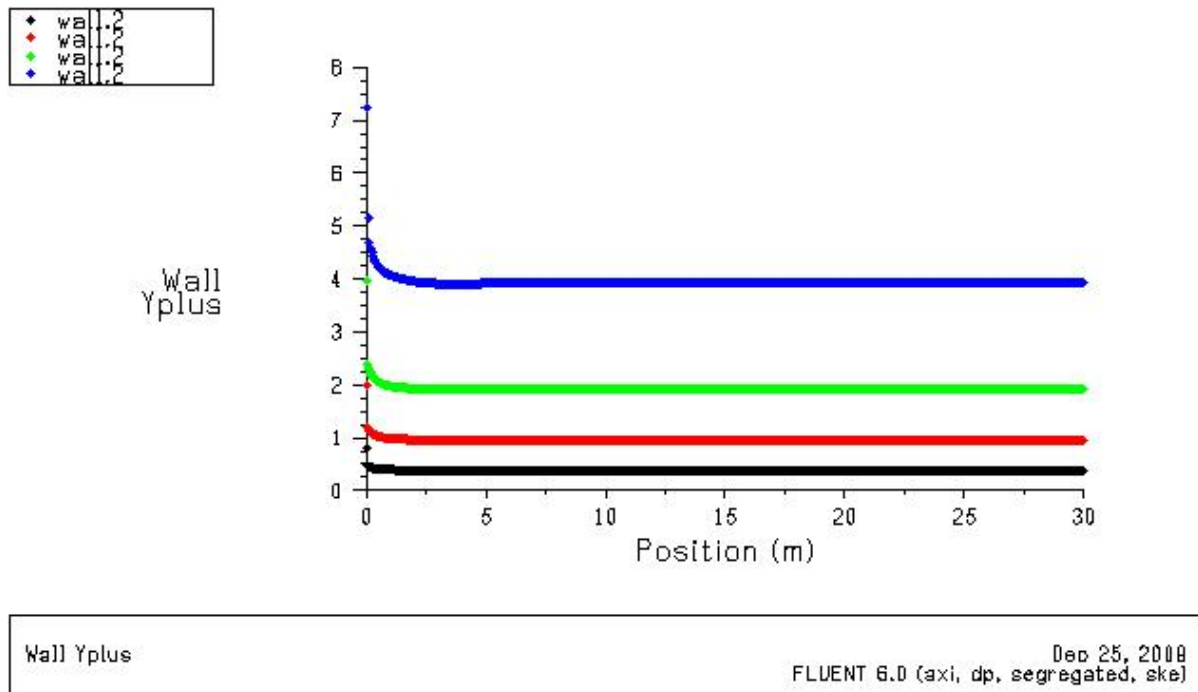


Figura 2.1: Parámetro y^+ para las cuatro mallas analizadas (malla 1, en color azul; malla 2, en color verde; malla 3, en color rojo y malla 4 en color negro)

Se representa en la figura 2.1 el parámetro y^+ , comprobándose que para las cuatro mallas se obtiene un valor inferior a 5, siendo entonces adecuada la elección de «Enhanced Wall Treatment» para el tratamiento de las celdas adyacentes a la pared

Normalmente, el valor de y^+ suele ser cercano a la unidad, como muestra el resultado de la malla 3.

En el gráfico 2.2 se representa la velocidad axial en la línea central de la tubería para las cuatro mallas. Se ve que se alcanza un valor constante a partir de una distancia determinada. Esta distancia es la longitud de entrada, a partir de la cual se puede considerar que el flujo turbulento es desarrollado.

Para determinar más fácilmente la longitud de entrada se ha cambiado la escala al gráfico 2.2, de manera que en la figura 2.3 se muestran los resultados para las tres mallas. Aproximadamente a partir de 10 m puede considerarse constante la velocidad axial en el eje longitudinal de la tubería. También se observa en esta figura que la velocidad máxima que se alcanza una vez desarrollado el perfil de velocidad es de 2,363 m/s.

Se muestra también cómo evoluciona el perfil de velocidad desde la entrada hasta la salida de

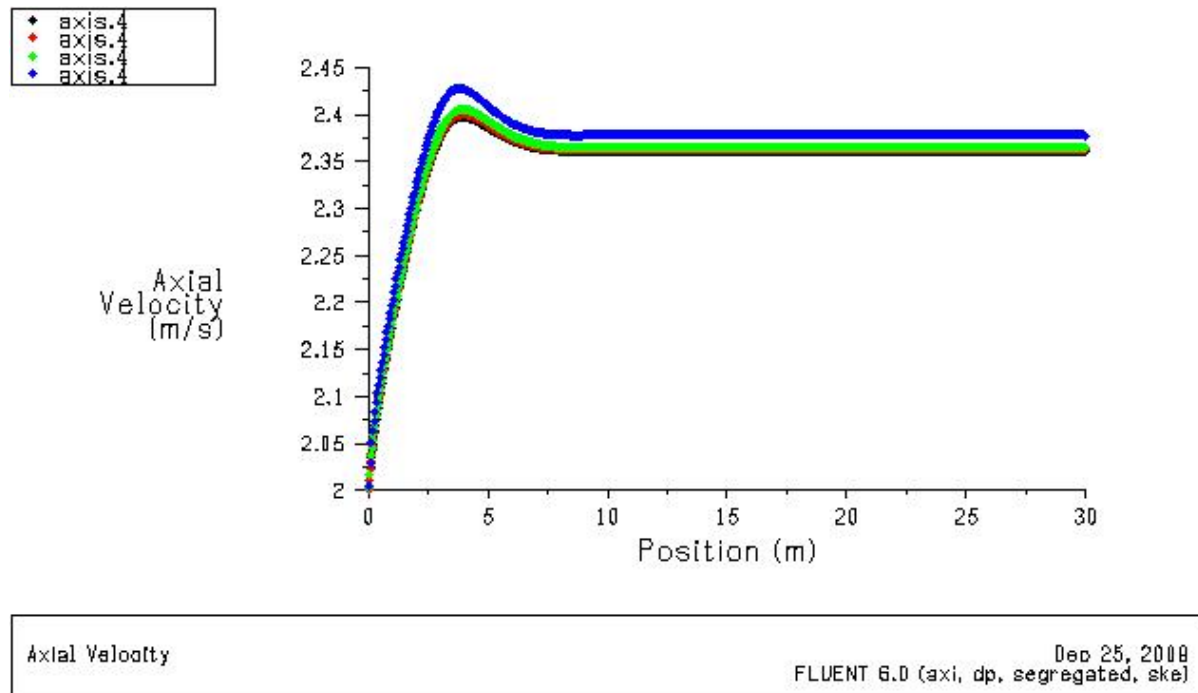


Figura 2.2: Velocidad axial a lo largo del eje longitudinal de la tubería, Axis, para diferentes mallas

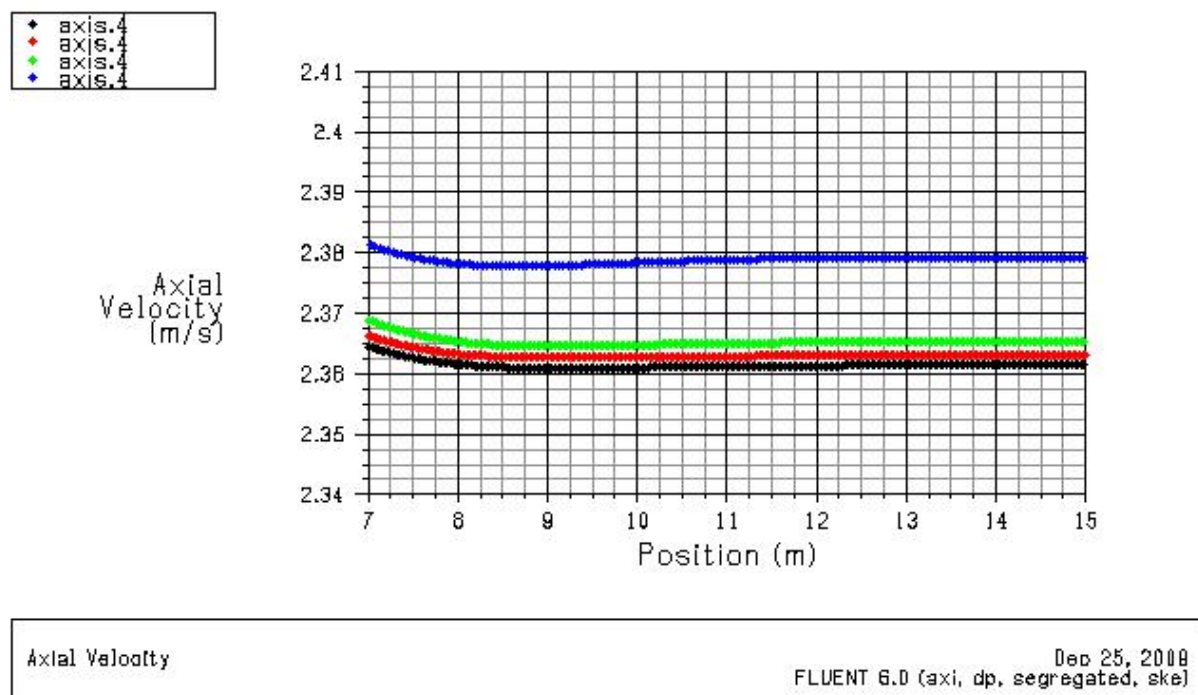


Figura 2.3: Longitud de entrada, para diferentes mallas

la tubería, para lo cual se representan en la figura 2.4 el perfil de velocidad en diferentes posiciones del eje longitudinal.

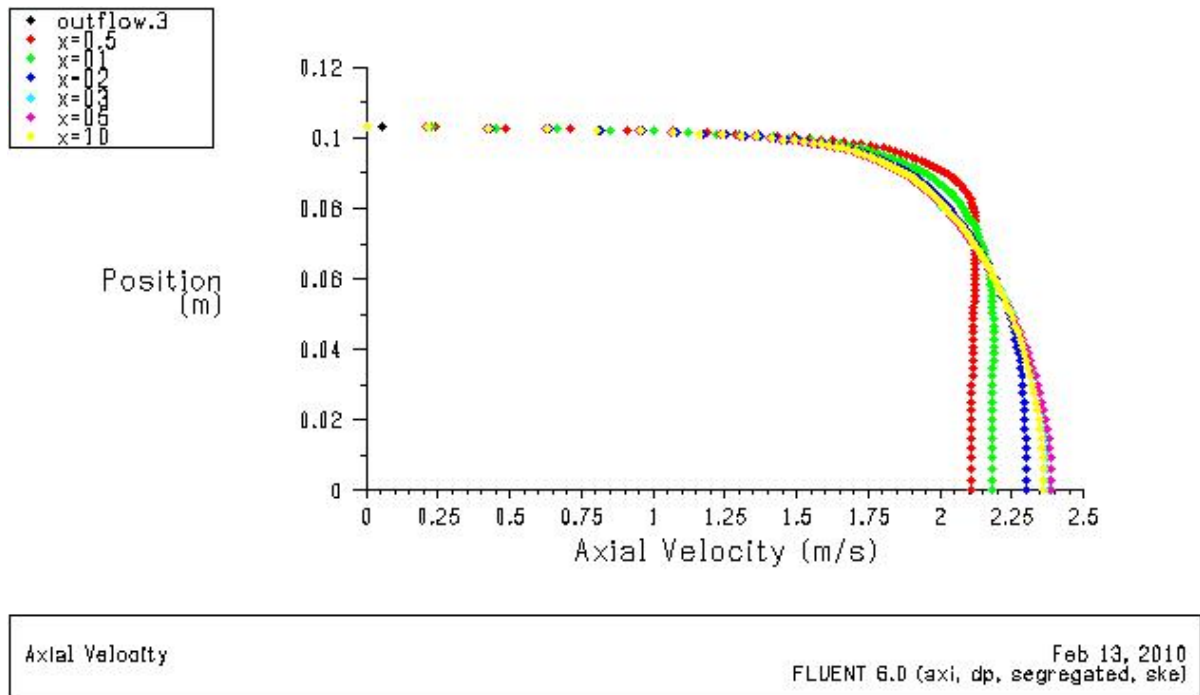


Figura 2.4: Desarrollo del perfil de velocidad para la malla n° 3, representando el perfil para $x = 0.5, 1, 2, 3, 5, 10$ y posición final.

2.6. Discusión sobre el modelo elegido

2.6.1. Modelos en 2D

- Modelo axisimétrico

La utilización de un rectángulo simulando la mitad de la sección longitudinal del conducto, con un eje axisimétrico, es la mejor manera de modelizar en 2D el flujo por una tubería.

En general, para flujo turbulento en un conducto, el perfil de velocidad sigue la expresión [22]:

$$u \approx U_{max} \cdot \left(1 - \left(\frac{r}{R}\right)\right)^m \quad (2.3)$$

siendo «m» un parámetro adimensional de valor $\frac{1}{9} \leq m \leq \frac{1}{5}$

El perfil de velocidad del flujo turbulento desarrollado obtenido se aproxima a esta expresión para un valor de $m = \frac{1}{7}$ o $m = \frac{1}{8}$.

Si se representa en una gráfica el perfil de velocidad dado por la ley potencial anterior y el obtenido de la simulación con Fluent, se observa que los valores cercanos a la pared no coinciden

pero sí coinciden en el centro del conducto, existiendo dos zonas claramente diferenciadas, según sea la distancia a la pared.

- Modelo de flujo a través de placas paralelas

También se puede hacer una simulación bidimensional modelizando el flujo entre dos placas paralelas infinitas separadas una longitud «h». El modelo es un rectángulo, cuya línea horizontal superior representa una placa de las placas, la línea horizontal inferior representa un eje de simetría (no axisimétrico, como el caso anterior) y los lados verticales son la entrada y salida del fluido.

Es importante destacar que la distancia a la que deben separarse las dos placas no es la correspondiente al diámetro de la conducción [8], sino que esta distancia debe corresponderse con un diámetro equivalente tal que haga conservar factor de fricción y el número de Reynolds [22] para flujo turbulento en un conducto. Esta separación es igual a:

$$h = \frac{D}{1,28}$$

La separación entre placas será entonces $h = \frac{206,4}{1,28} = 161,2 \text{ mm}$.

Se prepara una malla para este modelo y se resuelve con Fluent, con las mismas condiciones de entrada y fijando los mismos criterios de convergencia que para el flujo a través de una tubería. El caso preparado (malla con 63971 nodos) converge en un tiempo aproximadamente igual (45 min) al modelo de flujo a través de un conducto.

X-Velocity en el eje de simetría se hace constante y de valor 2,22 m/s a partir de unos 10 m de longitud de conducción. Se ha hallado también el valor de $y^+ = 0,93$, que ratifica que el resultado elegido es independiente de la malla y que la suposición para el tratamiento de pared es la adecuada.

- Comparación entre modelos 2D

Para comprobar que los dos modelos en 2D dan como resultado perfiles de velocidad auto-semejantes, se representan los valores de velocidad y distancia al centro adimensionalizados, dando lugar a la misma curva (ver figura 2.5).

Para ello primeramente, se crea una línea vertical en cada modelo que representa una sección donde el flujo está completamente desarrollado. Después se recogen los valores de la velocidad en función de la distancia al centro y se adimensionalizan con la velocidad máxima y con el radio máximo y la mitad de la separación entre placas, respectivamente para el caso de tubería y el caso de flujo entre placas paralelas.

Se concluye que cualquiera de estos modelos es válido, sobretudo en la aplicación que se pretende, que es proporcionar un perfil de velocidad a la entrada de un diafragma de múltiples orificios. Ya se adelanta, que el perfil de velocidad a la entrada tendrá poca influencia al analizar el flujo a través del diafragma multiorificio. Téngase en cuenta que las irregularidades

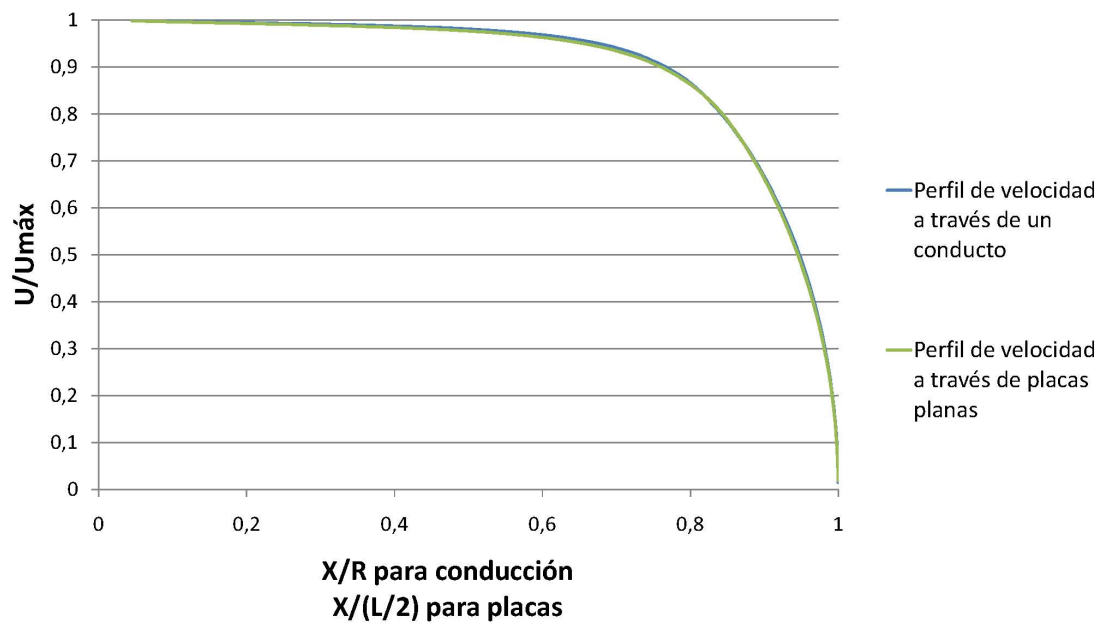


Figura 2.5: Perfiles adimensionales de velocidad hallados con Fluent para el modelo de flujo a través de un conducto y flujo entre dos placas plana infinitas

que presenta el fluido a su paso por los orificios del diafragma es de mayor importancia. Más adelante se tendrá la oportunidad de comprobar si se cumple esta hipótesis.

2.6.2. Modelos en 3D

Como se ha visto anteriormente, un modelo 2D es adecuado para modelizar el flujo a través de una tubería circular. Sin embargo, simular el flujo que atraviesa un diafragma multiorificio, donde la geometría puede resultar en ciertos casos complicada, dependiendo del número de orificios, distribución y forma de los bordes de entrada de los orificios, requiere a priori un modelo en 3D.

Se elegirá una geometría para el diafragma y se preparará una simulación con un modelo 3D, cuyos resultados se compararán con la literatura. Después se estudiará también la posibilidad de simular con un modelo 2D más simplificado que pueda dar resultados aproximados a los que se obtengan de la simulación 3D y a los encontrados en la literatura. Se busca un modelo que pueda estimar la pérdida de carga del diafragma con la máxima economía de recursos posible.

Capítulo 3

Modelización del flujo a través de un diafragma multiorificio

3.1. Modelización en 3D

3.1.1. Geometría y dominio

El diafragma a estudiar es una placa perforada con 61 taladros de diámetro 14 mm, uniformemente distribuidos por el área frontal de la placa, con bordes vivos a la entrada y a la salida de cada taladro. La separación entre los centros de cada taladro es 21,9 mm tanto horizontal como verticalmente, según se representa en la figura 3.1.

Se decide estudiar dos espesores diferentes de placas. La primera que se analiza es la que tiene relación $\frac{e}{d_H} = 0,4$ y la segunda cumple con la relación $\frac{e}{d_H} = 8$, siendo los espesores de las placas 5.6 mm y 112 mm, respectivamente. Los datos para calcular la pérdida de carga de un diafragma multiorificio según tablas y gráficos de Idel'cik [7] vienen limitados para valores entre $0 < \frac{e}{d_H} \leq 10$. Se quiere analizar en principio dos casos que sean cercanos a los extremos de este rango.

Para esta geometría, el flujo tiene simetría horizontal y vertical, y por tanto, el dominio del problema es:

$$\begin{aligned} 0 &\leq x \leq L \\ 0 &\leq y \leq D/2 \\ -D/2 &\leq z \leq 0 \end{aligned}$$

El origen de coordenadas se coloca al inicio del eje longitudinal de la tubería.

El diafragma se sitúa a una distancia de la entrada de una vez el diámetro nominal, es decir, a 0.2 m. Se estima que a una distancia igual a 2 o 3 veces el diámetro nominal, el flujo sea de nuevo

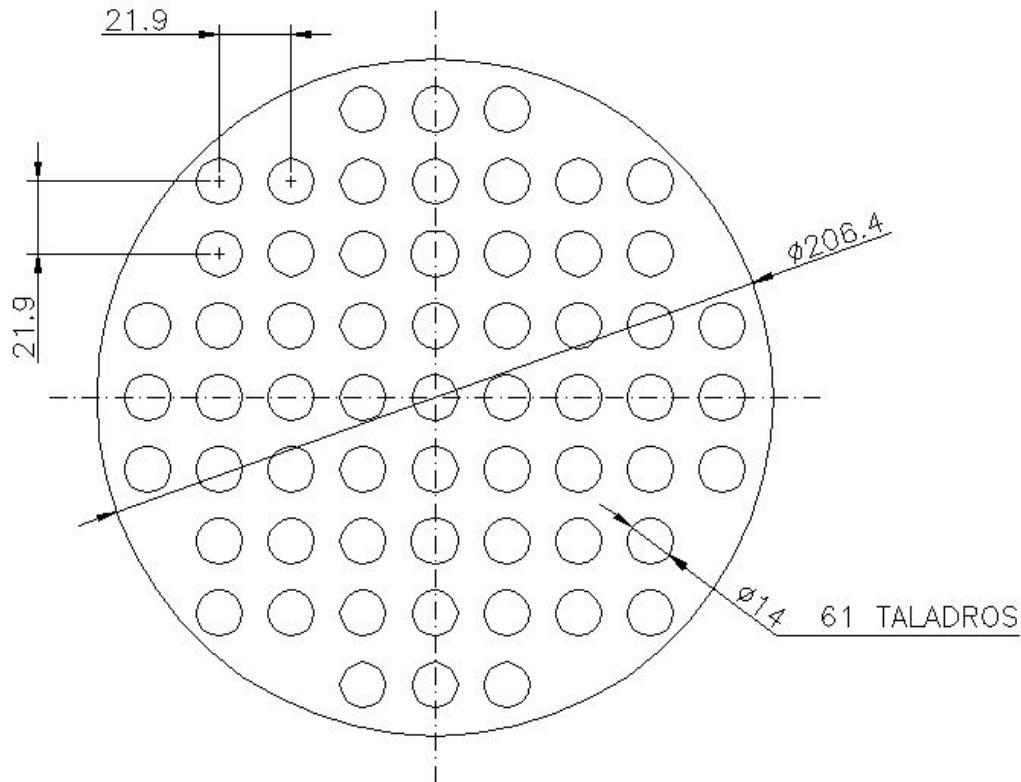


Figura 3.1: Plano del diafragma multiorificio

uniforme y se haya disipado la energía turbulenta. Por ello se calcula que la longitud total de la tubería debe ser mayor o igual a 4 veces DN. Se escoge una longitud total de 6 veces DN, es decir, $L = 1.2$ m.

3.1.2. Condiciones iniciales

Respecto a las condiciones iniciales, interesa evaluar la importancia que tiene introducir a la entrada de un diafragma un perfil de velocidades desarrollado o introducir un perfil de velocidad plano, correspondiente a una velocidad constante de 2 m/s.

Para introducir un perfil de velocidades a la entrada se ha de implementar en C una función UDF (*User Defined Function*), válida para el modelo 3D que se defina, que será interpretada por Fluent (ver Apéndice A). La función utilizada es la expresión 2.3, para un parámetro $m = 1/8$. El valor de U_{max} velocidad máxima debe ser cercano al obtenido en el capítulo anterior. Concretamente se prepara el programa para $U_{max} = 2,38$, de manera que al introducir este valor en la función, la velocidad media que se obtiene es de 2 m/s.

El modelo tridimensional de la tubería con el diafragma instalado, se representa como un cuarto de la conducción y del diafragma, dadas sus simetrías horizontales y verticales.

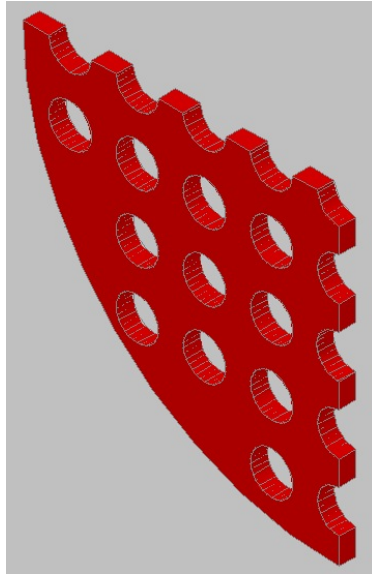


Figura 3.2: Vista en 3D de un cuarto de diafragma $l/d_H = 0,4$

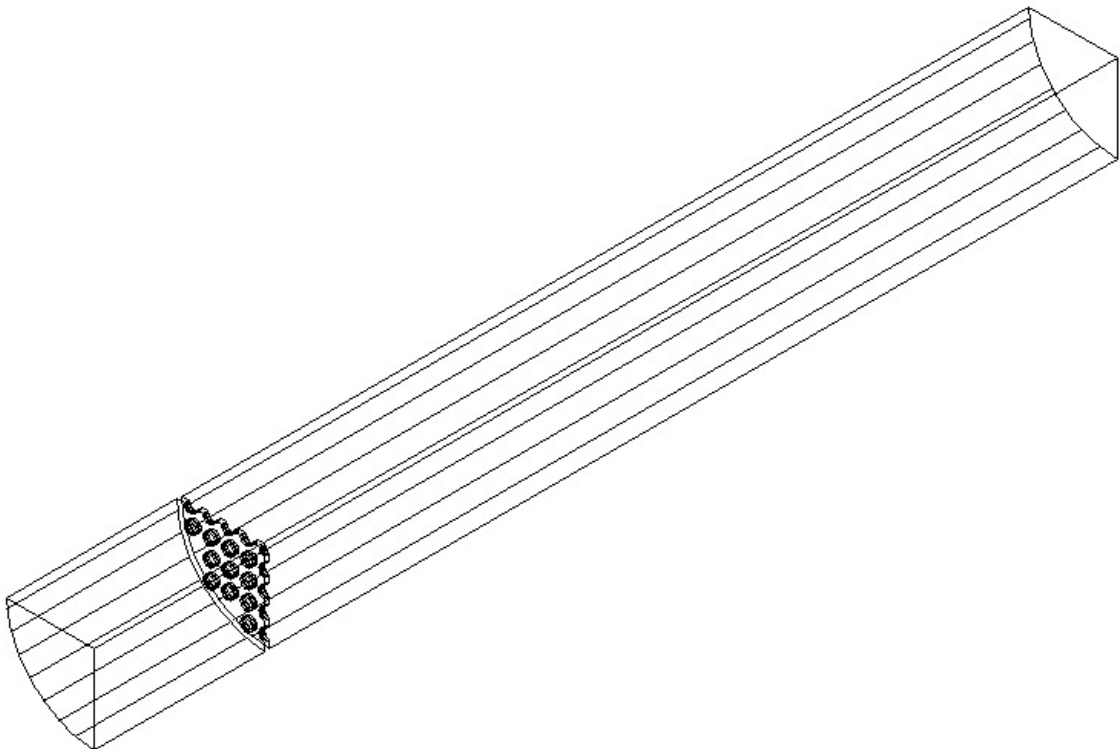


Figura 3.3: Un cuarto de diafragma instalado en la conducción

Las condiciones de contorno que se le asignan son:

- A la sección de entrada a la tubería del flujo incompresible se le asigna el tipo *Velocity Inlet*.
- A la sección de salida se le asigna *Pressure outlet*. De esta manera se puede controlar que la presión a la salida no sea demasiado baja, y así cuando se creen las pérdidas de carga en el diafragma no se tengan presiones inferiores a la presión de vapor del fluido para evitar fenómenos de cavitación.
- Existen dos áreas que representan la simetría horizontal y la vertical. Estas dos secciones tienen la condición de contorno de Simetría, *Simetry*.
- El resto son áreas que definen el diafragma y la tubería a las que se les asigna la condición de pared, *Wall*.

Las dos geometrías a evaluar en función del espesor de la placa perforada se discretizan generando diferentes mallas. Una manera de evaluar la calidad de las mallas generadas en Gambit es mediante el comando «Skewness», que para mallas en 3D debe tener valores inferiores a 0.8. Todas las mallas han sido evaluadas de esta forma.

Partiendo de la experiencia y de los resultados obtenidos en la simulación en 2D axisimétrico del flujo a través de una tubería, donde las mallas más refinadas consumían tiempos de cálculo de hasta 2 horas, se ha pensado que para resolver el caso 3D es más adecuado preparar mallas menos finas y utilizar para el tratamiento de las celdas adyacentes a la pared las Standard Wall Function en lugar de las Enhanced Wall Treatment.

Las mallas preparadas son las siguientes:

1. Diafragma con espesor $e/d_H = 0,4$, es decir $e = 5.6$ mm.
 - Malla 0.4 - 1: 35.259 nodos.
 - Malla 0.4 - 2: 34.727 nodos.
 - Malla 0.4 - 3: 27.281 nodos.
2. Diafragma con espesor $e/d_H = 8$, es decir $e = 112$ mm.
 - Malla 8 - 1: 197.324 nodos.
 - Malla 8 - 2: 143.420 nodos
 - Malla 8 - 3: 67.415 nodos.

3.1.3. Análisis con Fluent

Se ejecuta el software Fluent, eligiendo la opción «3ddp» para seleccionar el solver tridimensional de doble precisión. Se escoge la formulación del solver «segregado».

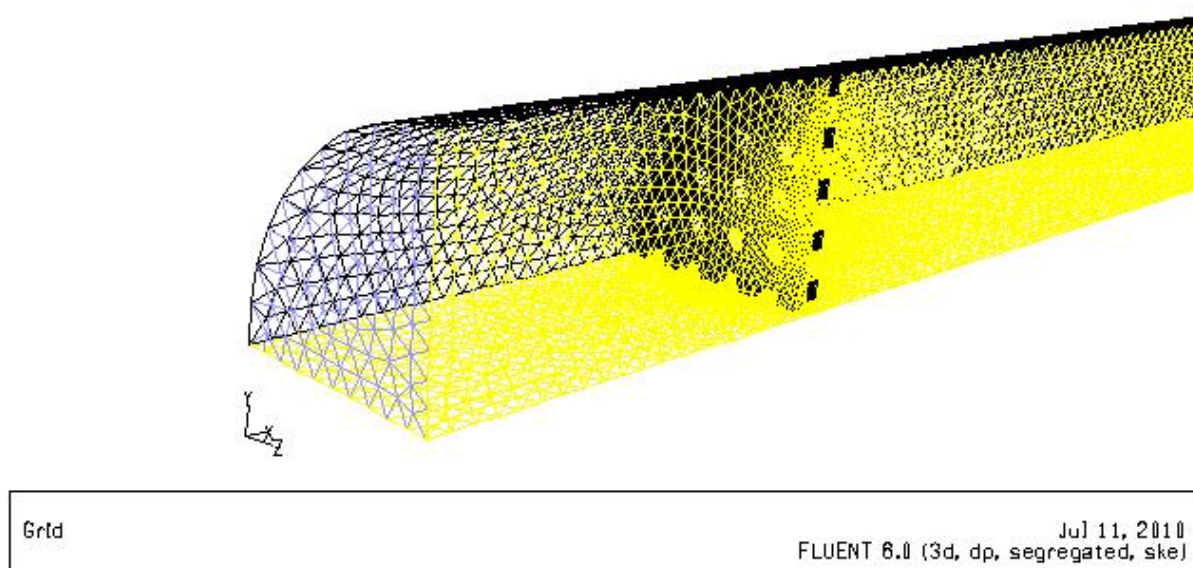


Figura 3.4: Vista de la malla 0.4-3

Se simula el paso de agua líquida por la tubería utilizándose los tres modelos creados con Gambit para cada geometría.

En la condición de contorno Velocity Inlet se introduce el perfil de velocidad mediante User Defined Function, interpretando el código en C, y después se analizan los casos con velocidad constante en el eje x de 2 m/s a la entrada, para observar las diferencias entre los dos casos. La intensidad turbulenta a la entrada es de un 3 %, según se estimó mediante la expresión 1.2.

Como modelo de turbulencia, se elige el Standard $\kappa - \epsilon$, con discretización de 2º orden de las ecuaciones, por ser el modelo más validado en flujos turbulentos desarrollados con números de Re altos, por su robustez y por su economía desde el punto de vista de recursos computacionales.

En flujos con altos números de Reynolds, el modelo de «Wall Function» ahorra sustancialmente los recursos computacionales, ya que la región cercana a la pared afectada por la viscosidad, donde la solución varía más rápidamente, no necesita ser resuelta. Además esta aproximación es razonablemente precisa. Para conocer la bondad de la densidad de malla empleada se utiliza el parámetro y^* . En el modelo viscoso se elige una resolución de malla no extremadamente fina, de manera que el valor del parámetro y^* deberá ser $y^* > 11,225$ (siendo recomendable que sea $y^* > 30$), debido a que se van a utilizar las Standard Wall Function.

Como criterio de convergencia se fija que los valores de los residuos asociados a cada ecuación de gobierno del flujo que se va a resolver, se sitúen por debajo de 10^{-3} .

1. Diafragma con espesor $e/d_H = 0,4$

- Perfil de velocidad definido mediante UDF.

Se analizan las mallas introduciendo el perfil de velocidad a la entrada definido mediante la User Defined Function.

Se analiza la malla 1, la más fina. La convergencia se consigue tras 240 iteraciones (25 min). No cumple con el requisito del parámetro y^* , ya que hay muchos nodos con $y^* < 30$, y además hay algunos nodos que tienen $y^* < 11,225$, donde Fluent ha aplicado a las celdas adyacentes a la pared la ley de subcapa laminar.

Se prepara entonces la malla 2, menos fina. Converge con 225 iteraciones (22 min). Cumple con $y^* > 11,225$.

De todos modos como es más aconsejable que el parámetro y^* sea $y^* > 30 \sim 60$, y esta malla no cumple este requisito, se analiza otra malla más gruesa, la malla 3, que converge a las 200 iteraciones (15 min) y que cumple el requisito para el parámetro adimensional y^* .

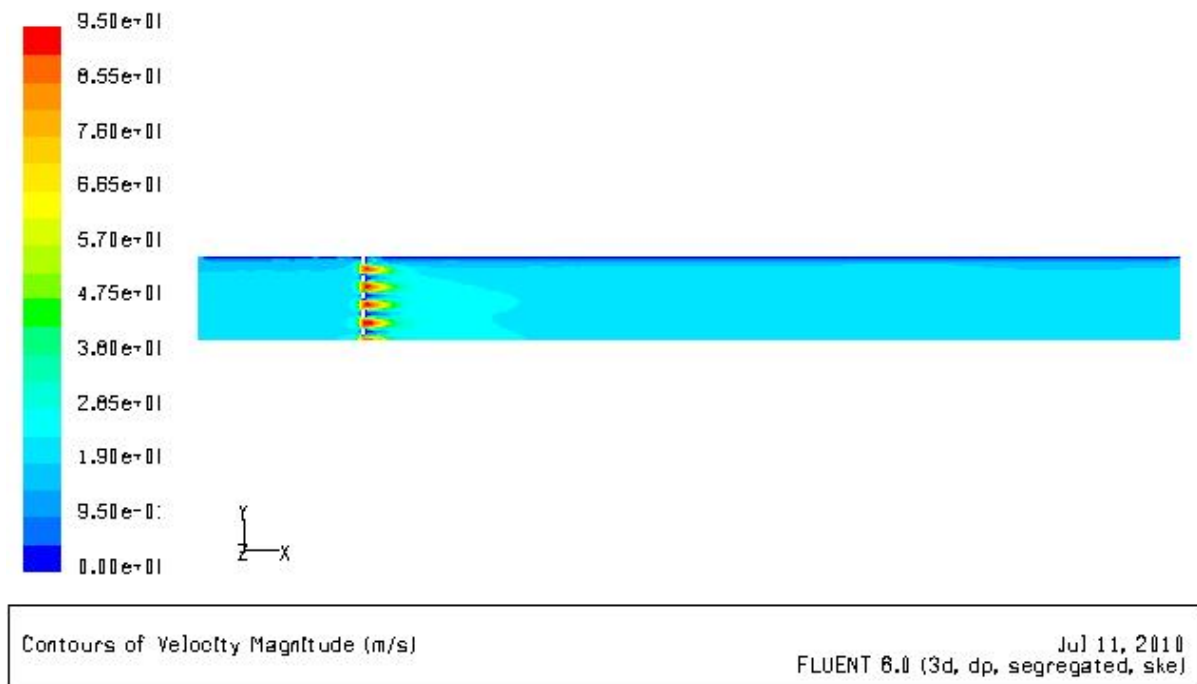


Figura 3.5: Distribución de velocidades en la cara de simetría vertical de un diafragma $e/d_H = 0,4$

En la figura 3.7 se representa la evolución de la presión estática a lo largo del eje central de la conducción, observándose que la gran caída de presión ocurre cuando pasa el fluido a través del diafragma.

La presión aguas arriba del diafragma, medida a una vez el diámetro nominal de la conducción, es $P_1 = 62210 \text{ Pa}$, y la presión aguas abajo, medida a dos veces el diámetro nominal (es decir, para $x = 0,6 \text{ m}$) es $P_2 = 30100 \text{ Pa}$, siendo la pérdida de carga $\Delta P = 32110 \text{ Pa}$.

El coeficiente de pérdida de carga, K , puede calcularse mediante la expresión 1.1, teniendo en cuenta las unidades de presión o carga de agua (1 m.c.a. equivalen a 9800 Pa

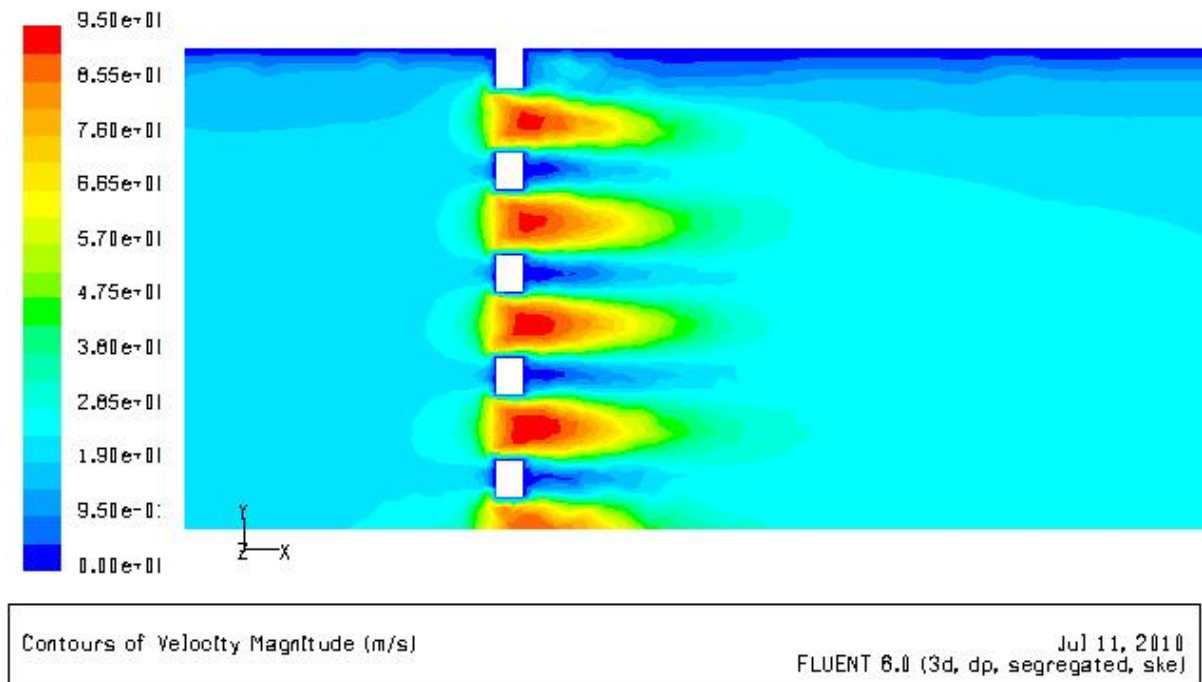


Figura 3.6: Distribución de velocidades en la zona de los orificios del diafragma $e/d_H = 0,4$

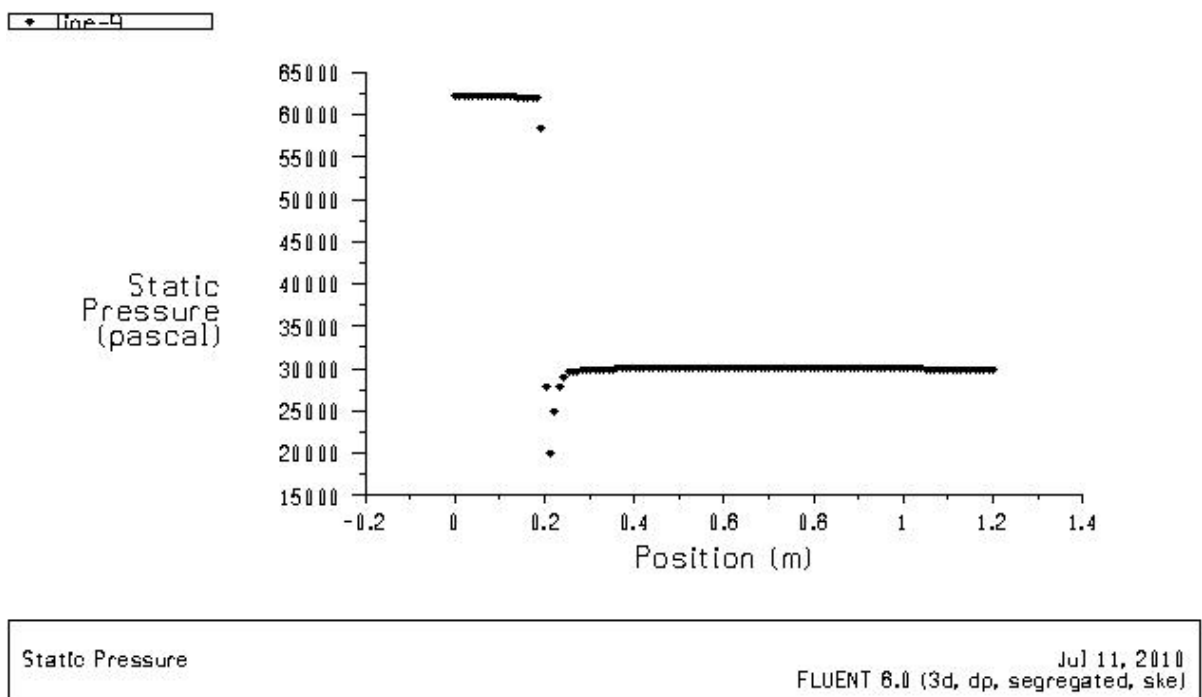


Figura 3.7: Presión estática en el eje central de la conducción y diafragma $e/d_H = 0,4$

aproximadamente):

$$K_{0,4(udf)} = \frac{\frac{32110}{9800} \text{ m.c.a.} \cdot 2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}{(2 \text{ m/s})^2} = 16,07$$

En cuanto a la distancia de disipación de energía aguas abajo, puede verse en la figura 3.7 que es aproximadamente una vez el diámetro nominal de la conducción, ya que a partir de esta distancia el fluido vuelve a tener prácticamente las mismas propiedades que aguas arriba del diafragma. Este efecto puede verse en la gráfica, ya que a partir de $x = 0.4 \text{ m}$, la presión aguas abajo es prácticamente constante.

La pérdida de carga en el conducto entre las dos tomas de presión es despreciable, ya que es del orden de unos 135 Pa por metro de conducción. Si la despreciamos estamos cometiendo errores menores al 0,25 %.

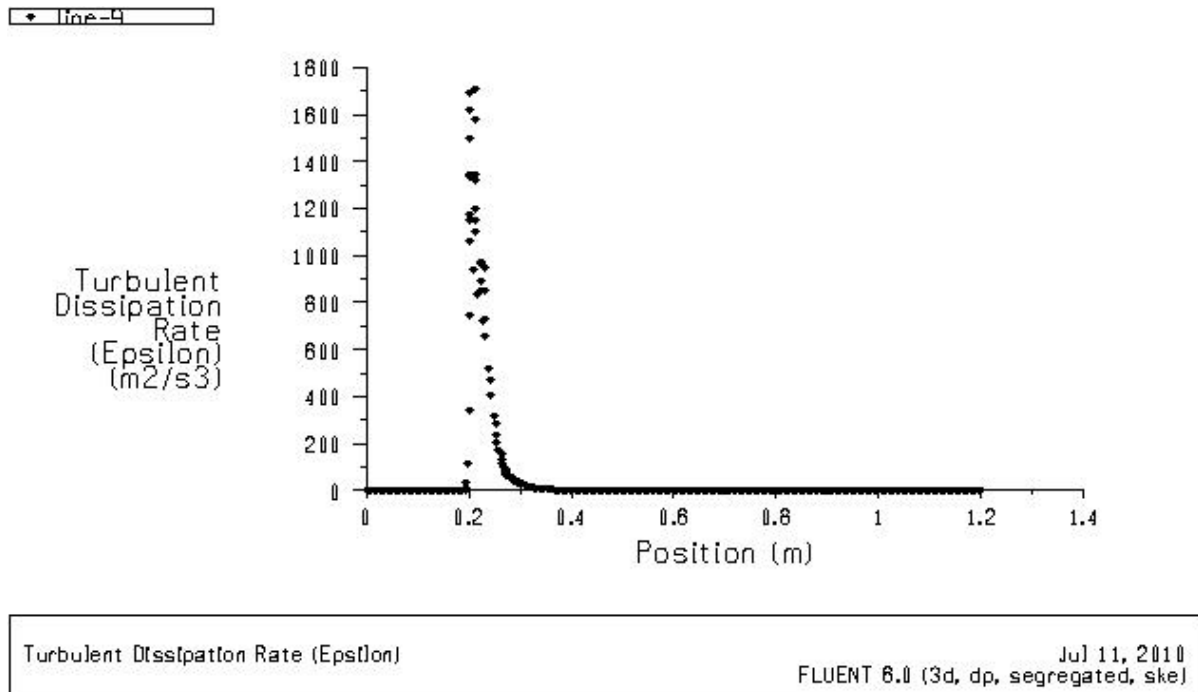


Figura 3.8: Tasa de disipación turbulenta en el eje longitudinal de la conducción

Puede ser interesante observar la evolución de la tasa de disipación turbulenta respecto al eje longitudinal de la conducción (ver figura 3.8), donde también se ve la distancia a partir de la cual vuelve a ser constante. También puede ser interesante conocer la evolución de la energía cinética turbulenta respecto al mismo eje longitudinal (ver figura 3.9).

- Velocidad constante a la entrada.

Analizando la malla 3 con la condición de velocidad constante e igual a 2 m/s en Velocity Inlet, obtenemos $P_1 = 62000 \text{ Pa}$ y $P_2 = 30065 \text{ Pa}$, es decir, $\Delta P = 31935 \text{ Pa}$. El coeficiente de pérdida de carga es:

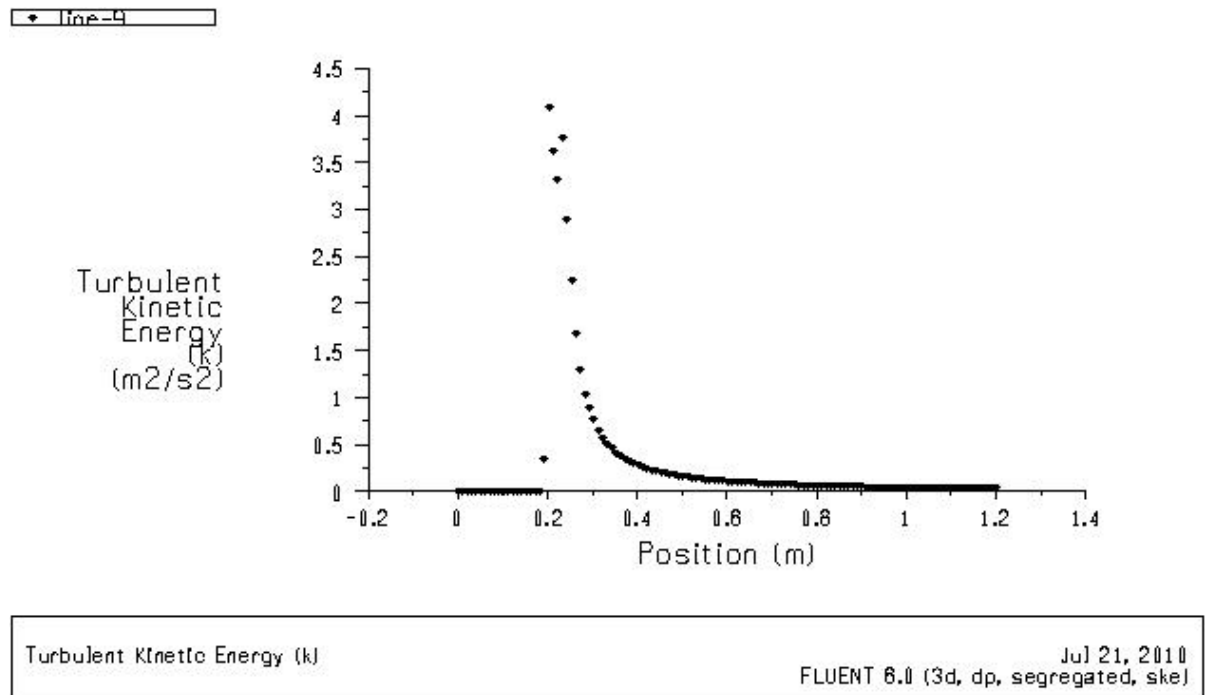
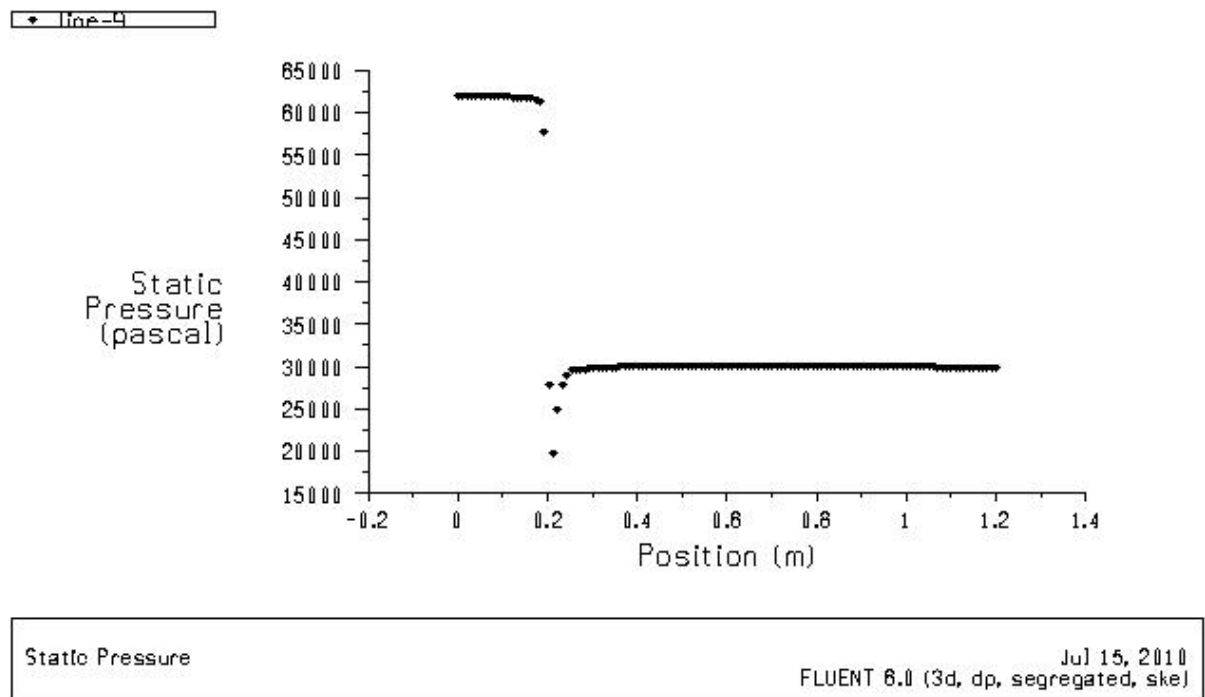


Figura 3.9: Energía cinética turbulenta en el eje longitudinal de la conducción

$$K_{0,4(v_{cte})} = \frac{\frac{31935}{9800} \text{ m.c.a.} \cdot 2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}{(2 \text{ m/s})^2} = 15,98$$

Figura 3.10: Presión estática en el eje central de la conducción y diafragma $e/d_H = 0,4$ con perfil de velocidad constante a la entrada

El error porcentual entre utilizar uno u otro perfil es:

$$\varepsilon_{0,4} = \frac{16,07 - 15,98}{15,98} \cdot 100 = 0,6 \%$$

2. Diafragma con espesor $e/d_H = 8$

- Perfil de velocidad definido mediante UDF.

Se estudia la malla 1, la más fina. La convergencia se consigue tras 265 iteraciones (70 min). No cumple con el requisito del parámetro y^* , ya que hay algunos nodos que tienen $y^* < 11,225$.

Se analiza entonces la malla 2, menos fina. Converge con 240 iteraciones (50 min). Tampoco cumple con $y^* > 11,225$.

La malla 3 converge con 160 iteraciones (12 min). Esta malla sí es coherente con los requisitos para el parámetro adimensional y^* respecto al tratamiento de pared utilizado.

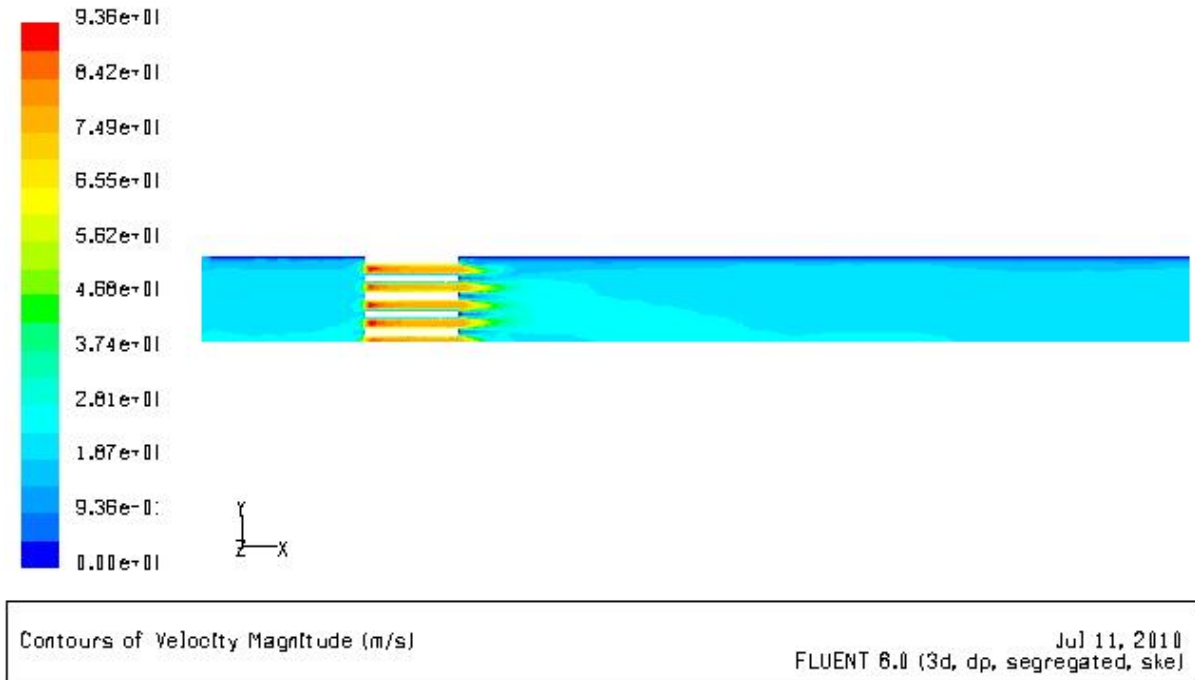


Figura 3.11: Distribución de velocidades en la cara de simetría vertical de un diafragma $e/d_H = 8$

La presión aguas arriba del diafragma, medida a una vez el diámetro nominal de la conducción, es $P_1 = 65700 \text{ Pa}$, y la presión aguas abajo, medida a 2DN es $P_2 = 30085 \text{ Pa}$, siendo la pérdida de carga $\Delta P = 30085 \text{ Pa}$.

$$K_{8(udf)} = \frac{\frac{30085}{9800} \text{ m.c.a.} \cdot 2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}{(2 \text{ m/s})^2} = 17,83$$

La distancia de disipación de energía aguas abajo, es de una vez el diámetro nominal de la conducción, siendo el fluido uniforme a partir de esta longitud. El diafragma está situado

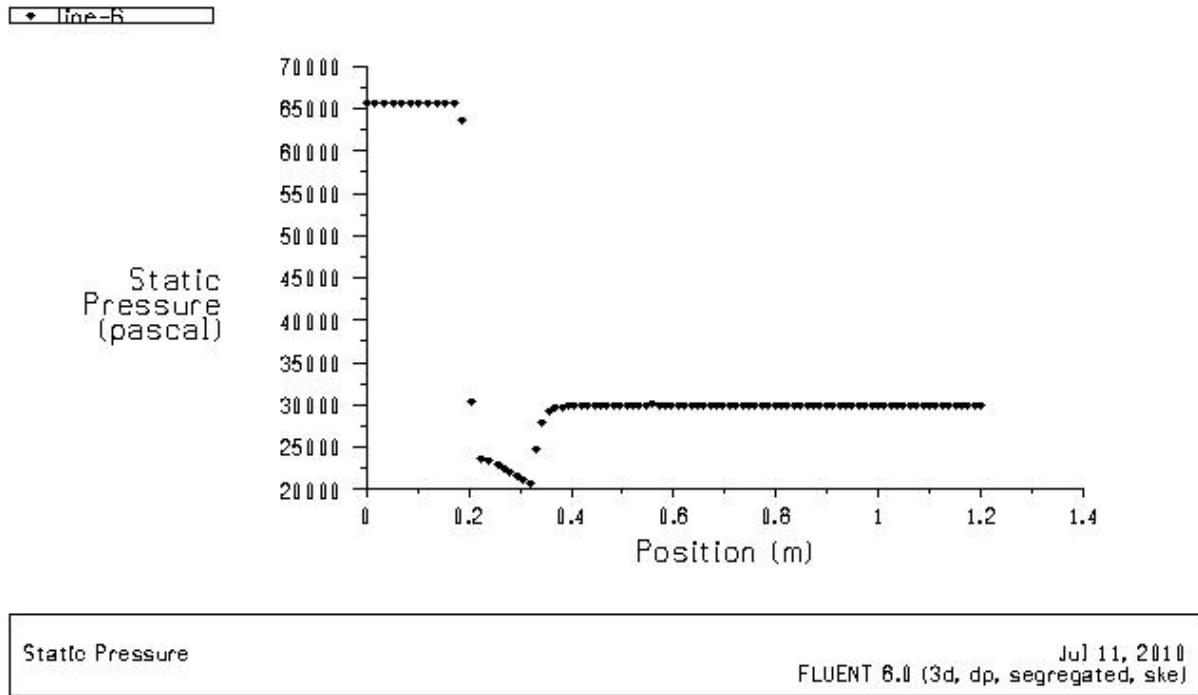


Figura 3.12: Presión estática en el eje central de la conducción y diafragma $e/d_H = 8$

a 0.2 m de la entrada y su espesor es 0.112 m. A partir de la suma de estas distancias, $x = 0.312$ m, se observa que la distancia de disipación de energía aguas abajo es de una vez el diámetro nominal de la conducción. Puede verse en la figura 3.12 que la presión aguas abajo es constante a partir de $x = 0.4$ m, aproximadamente.

- Velocidad constante a la entrada.

Analizando la malla 3 con la condición de velocidad constante e igual a 2 m/s en Velocity Inlet, obtenemos $P_1 = 65180$ Pa y $P_2 = 30090$ Pa, es decir, $\Delta P = 35090$ Pa. El coeficiente de pérdida de carga es:

$$K_{8(v_{cte})} = \frac{\frac{35090}{9800} \text{ m.c.a.} \cdot 2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2}{(2 \text{ m/s})^2} = 17.56$$

El error porcentual entre utilizar uno u otro perfil es:

$$\varepsilon_8 = \frac{17.83 - 17.56}{17.83} \cdot 100 = 1.5 \%$$

Para las dos geometrías estudiadas se ha demostrado que introducir el perfil de velocidades siguiendo la expresión 2.3 o introducir un perfil recto con velocidad constante induce a errores completamente despreciables, pudiéndose analizar los casos de la forma más sencilla, es decir, dando un valor constante de velocidad a la entrada.

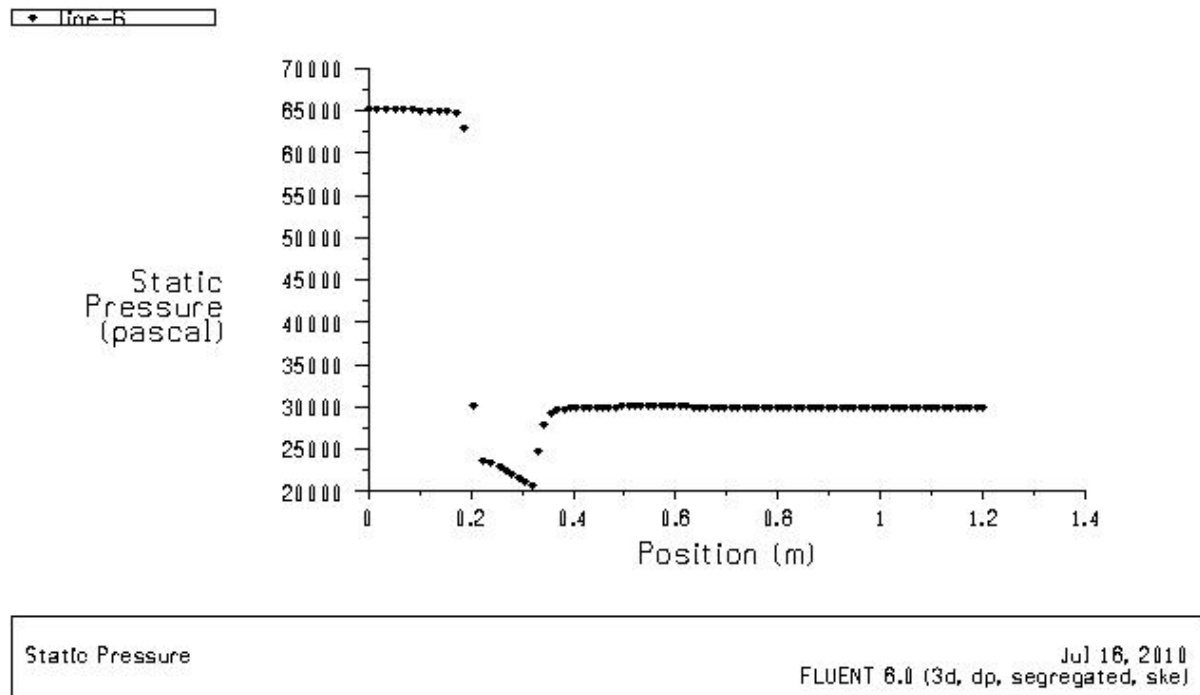


Figura 3.13: Presión estática en el eje central de la conducción y diafragma $e/d_H = 8$ con perfil de velocidad constante a la entrada

3.1.4. Comparación con fórmulas semiempíricas [7]

Se conocen las ecuaciones que describen la pérdida de carga de una placa perforada con orificios de aristas vivas a la entrada y a la salida (ver Introducción), distribuidos uniformemente, cuando la relación entre el espesor y el diámetro hidráulico de un orificio es $e/d_H > 0,015$

El número de Reynolds basado en el diámetro hidráulico de uno de los taladros es:

$$Re = \frac{\rho \cdot \omega_0 \cdot d_H}{\mu}$$

Se necesita conocer la velocidad del fluido a su paso por el orificio. Para ello se considera que el reparto de caudal es uniforme por todos los orificios, siendo:

$$Q = \bar{u} \cdot \pi \frac{D_H^2}{4} = 2 \text{ m/s} \cdot \pi \frac{(0,206 \text{ m})^2}{4} = 0,067 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$q = \frac{Q}{N} = \frac{0,067 \text{ m}^3/\text{s}}{61} = 1,097 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

siendo N es el número de orificios del diafragma.

$$\omega_0 = \frac{q}{\pi \cdot \frac{d_H^2}{4}} = \frac{1,097 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot \frac{0,014 \text{ m}^2}{4}} = 7,12 \text{ m/s}$$

El número de Reynolds es por tanto:

$$Re_{d_H} = \frac{998 \text{ Kg/m}^3 \cdot 7,12 \text{ m/s} \cdot 0,014 \text{ m}}{1,02 \cdot 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2} = 97616 \approx 10^5$$

Según Idel'cik existen correlaciones diferentes a aplicar según si el número de Reynolds es mayor, menor o igual que 10^5 . Si se utilizan las correlaciones para $Re = 10^5$, la expresión del coeficiente de pérdida de carga es la siguiente:

$$K = \left(\xi_0 + \lambda \frac{e}{d_H} \right) \cdot \frac{1}{\bar{f}^2}$$

Se calculan todos los parámetros que intervienen en la expresión anterior:

$$\bar{f} = \frac{N \cdot d_H^2}{D_H^2} = \frac{61 \cdot (0,014 \text{ m})^2}{(0,206 \text{ m})^2} = 0,281$$

El valor de τ depende de la relación e/d_H y puede consultarse en la tabla de la figura 1.4

$$\xi_0 = \left(0,5 + \tau \sqrt{1 - \bar{f}} \right) (1 - \bar{f}) + (1 - \bar{f})^2$$

Siendo $\xi_{0(0,4)} = 1,548$ y $\xi_{0(8)} = 0,876$, para $e/d_H = 0,4$ y $e/d_H = 8$, respectivamente.

El coeficiente de pérdidas de carga por rozamiento por unidad de longitud relativa de la conducción, λ , puede estimarse con la siguiente expresión debido a que la conducción se considera lisa [7]:

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \cdot \log Re_{d_H} - 1,64)^2} = 0,0186$$

De esta manera se obtienen los siguientes valores de coeficientes de pérdida de carga:

$$K_{I0,4} = 19,7^1$$

$$K_{I8} = 12,6$$

Si se comparan los coeficientes de pérdida de carga obtenidos siguiendo la formulación con los

¹Se utiliza el subíndice «I» para diferenciar las constantes de pérdida de carga obtenidas mediante las correlaciones propuestas por Idel'cik de las calculadas con Fluent.

obtenidos al resolver los casos con Fluent, $K_{0,4(udf)} = 16,07$ y $K_{8(udf)} = 17,83$, se ven diferencias del 18 % y el 23 %, respectivamente. Incluso para la formulación de Idel'cik parece que la tendencia de K es a disminuir según aumenta la relación e/d_H , al contrario de lo que se piensa al observar los resultados de los dos únicos casos analizados con Fluent.

Se ve necesario observar la línea de tendencia que siguen los diafragmas en función de su espesor tanto con la formulación propuesta en la literatura como utilizando la herramienta Fluent. Es evidente que el cálculo según Idel'cik no supone prácticamente ningún esfuerzo adicional, no siendo así la simulación de placas perforadas con otros espesores con Fluent, que resulta mucho más laborioso.

Se estudian 8 diafragmas más con diferentes e/d_H con Fluent. Para resolver estos 8 casos adicionales se sigue el mismo patrón que para los dos casos iniciales, preparando mallas muy parecidas a las que dieron buenos resultados para el parámetro adimensional y^* , escogiendo el mismo modelo de turbulencia y mismo tratamiento para las celdas adyacentes a la pared y mismos criterios de convergencia. En todos los casos se evalúa si la calidad de la malla cumple con los requisitos de y^* para verificar que la elección de las Standard Wall Function es adecuada.

Los resultados del coeficiente de pérdida de carga de todos los diafragmas estudiados se muestran en la figura 3.14, al igual que los valores de K_I calculados con las formulaciones de Idel'cik, tanto para $Re < 10^5$ como para $Re \geq 10^5$.

En las curvas según Idel'cik se aprecia que las pérdidas de carga que crea un diafragma de espesor muy pequeño son grandes y que van disminuyendo rápidamente, teniendo pérdidas mínimas para $e/d_H = 2$ aproximadamente. Luego van aumentando las pérdidas de carga según aumenta el espesor.

Se observa que la línea de tendencia obtenida al analizar los casos con Fluent es la misma, aunque los valores de los coeficientes de pérdidas K obtenidos con Fluent están desplazados hacia la izquierda y hacia arriba.

En la figura 3.14 se puede apreciar claramente que a partir de $e/d_H = 1$ o 2 el coeficiente de pérdidas aumenta debido a la influencia de las pérdidas primarias según se aumenta la relación e/d_H (ver la expresión 3.2)

3.2. Modelización en 2D

Según los ensayos experimentales que realizó Tullis [20], la pérdida de carga de un diafragma multiorificio es prácticamente la misma que la de un diafragma con un sólo orificio, siempre que el área del orificio único sea el área equivalente al de la suma de las áreas de todos los taladros del diafragma multiorificio.

De esta manera se piensa que podría simplificarse mucho el trabajo de simulación para estimar

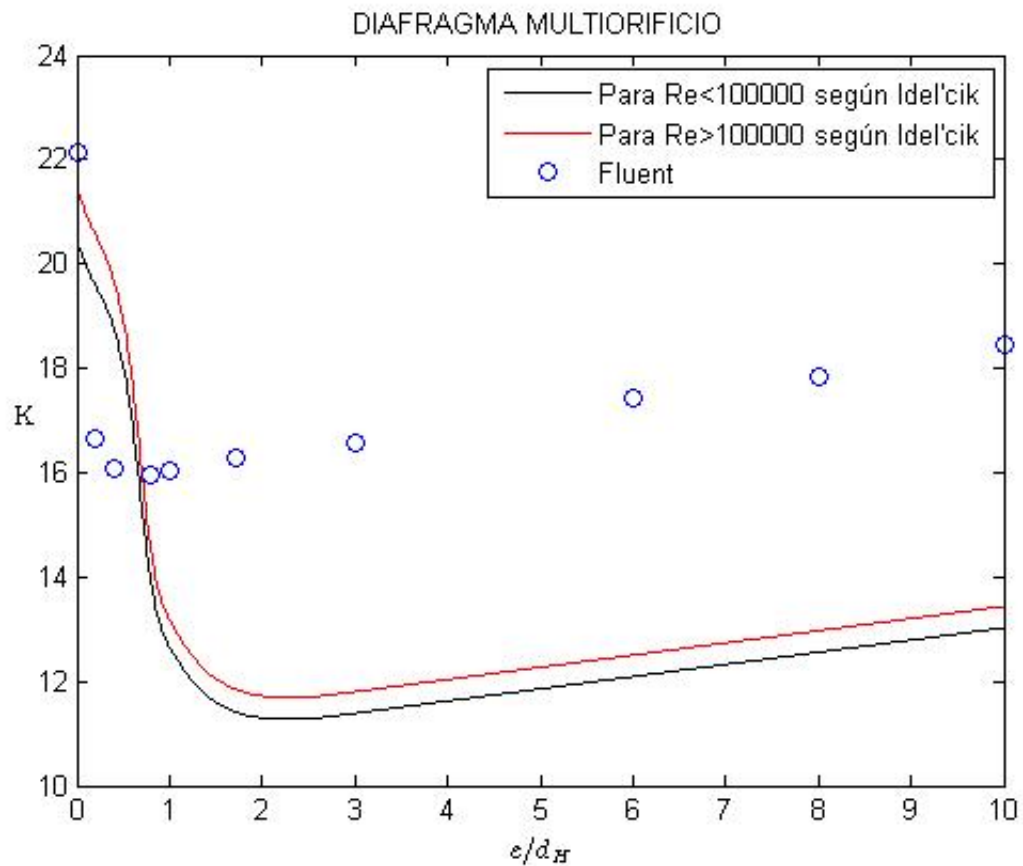


Figura 3.14: Curva de coeficiente de pérdida de carga de diafragmas multiorificio

la pérdida de carga de estos equipos, ya que si los resultados analizando un diafragma de un sólo orificio son los mismos puede analizarse éste último modelizándolo en un entorno 2D axisimétrico.

Como una de las ventajas más notables de los diafragmas multiorificios es la corta distancia de disipación de energía que presentan aguas abajo, es de esperar que si se analiza un diafragma de un sólo orificio esta distancia sea mucho mayor y por tanto aunque los resultados de pérdida de carga sean semejantes, no pueda usarse un modelo 2D para estimar la distancia necesaria para que el fluido sea de nuevo uniforme y la cual será necesario respetar por otros elementos que vayan a equipar la instalación.

3.2.1. Geometría y dominio

El diámetro del orificio D_1 que debe tener un diafragma cuyo área sea equivalente al área de 61 taladros de diámetro 14 mm es:

$$D_1 = (N \cdot d_H^2)^{\frac{1}{2}} = (61 \cdot 0,014 \text{ m}^2)^{\frac{1}{2}} = 0,109 \text{ m}$$

Los bordes de entrada y salida del orificio son vivos.

Se estudian los mismos dos espesores de placas, que ahora se corresponden con $\frac{e}{d_H} = 0,051$ y $\frac{e}{d_H} = 1,02$.

Para esta geometría, el flujo es axisimétrico, y por tanto, el dominio del problema es:

$$\begin{aligned} 0 &\leq r \leq D/2 \\ 0 &\leq x \leq L \end{aligned}$$

El origen de coordenadas se coloca en la esquina inferior izquierda de la sección transversal de la conducción.

El diafragma se sitúa a una distancia de la entrada de una vez el diámetro nominal, es decir, a 0.2 m. Se escoge la misma longitud total para la conducción que en el caso 3D, es decir, $L = 1.2$ m.

3.2.2. Condiciones iniciales

Como se ha demostrado en el estudio con el modelo en 3D que no tiene apenas relevancia utilizar un perfil de velocidad de flujo turbulento desarrollado a la entrada o utilizar un perfil de velocidad plano, correspondiente a una velocidad constante de 2 m/s, y puesto que se busca simplificar el modelo lo máximo posible, se utiliza el perfil plano a la entrada por su sencillez. Esta elección permite que no sea necesario implementar un código C para definir la función en 2D.

3.2.3. Modelo en GAMBIT

El modelo bidimensional de la tubería para la generación de la geometría en Gambit es un rectángulo que representa la mitad de la sección longitudinal del conducto. El diafragma se representa como un estrechamiento en la conducción.

Las condiciones de contorno que se le asignan son:

- El lado izquierdo del rectángulo es la entrada de la tubería del flujo incompresible y se le asigna el tipo *Velocity Inlet*, cuyo valor medio es $\bar{u} = 2$ m/s.
- El lado derecho es la salida del fluido, asignándole *Pressure outlet*.
- El lado superior es la pared de la tubería, al cual se le asigna la condición de pared, *Wall*. También tienen esta condición de contorno las dos paredes verticales y la horizontal que define el estrechamiento que produce el diafragma en la sección de paso.

- El lado inferior es el eje de la geometría axisimétrica, al que se le asigna la condición de contorno *Axis*.

Las dos geometrías a evaluar en función del espesor de la placa perforada se discretizan generando diferentes mallas no demasiado finas, pues van a utilizarse las Standard Wall Function para el tratamiento de las celdas adyacentes a la pared.

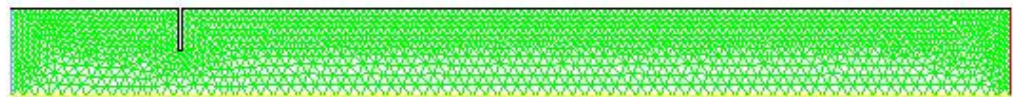


Figura 3.15: Vista de la malla analizada con Fluent para el diafragma de espesor 5.6 mm, con $e/d_H = 0,051$

3.2.4. Análisis con Fluent

Se ejecuta el software Fluent, eligiendo la opción «2ddp» de doble precisión. Se simula el paso de agua líquida por la tubería, utilizando como modelo de turbulencia el Standard $\kappa - \epsilon$, con discretización de 2º orden de las ecuaciones y como se ha explicado anteriormente, se usan las Standard Wall Function para el tratamiento de pared.

En la condición de contorno Velocity inlet se introduce la velocidad axial de 2 m/s y como parámetros de turbulencia se elige especificar el diámetro hidráulico y la intensidad turbulenta, que son iguales a los datos introducidos para el modelo en 3D.

Como criterio de convergencia se fija que los valores de los residuos asociados a cada ecuación de gobierno del flujo que se va a resolver, se sitúen por debajo de 10^{-6} .

1. Diafragma con espesor 5.6 mm, es decir $e/d_H = 0,051$

La malla analizada converge tras 390 iteraciones (2 min) y cumple con $y^* > 30$.

La presión estática aguas arriba es $P_1 = 69750 \text{ Pa}$, y la presión aguas abajo, medida a $x = 0,9 \text{ m}$, es $P_2 = 30060 \text{ Pa}$, siendo la pérdida de carga $\Delta P = 39690 \text{ Pa}$, y la constante de pérdidas de carga es:

$$K_{0,051} = 19,87$$

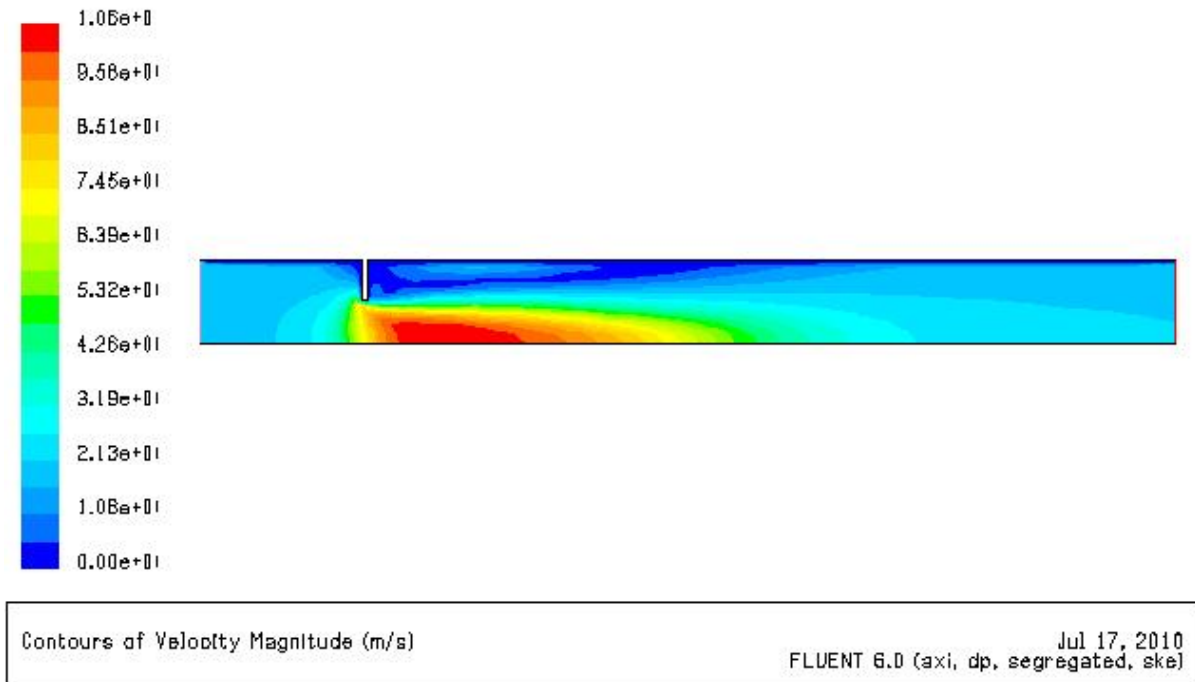


Figura 3.16: Distribución de velocidades en la cara de simetría vertical de un diafragma $e/d_H = 0,051$

En la figura 3.16 puede verse que la aceleración del flujo sufrida en el estrechamiento produce un recirculación aguas abajo de la pared del diafragma, que sin embargo no se formaba en el caso del diafragma multichorro. Aguas arriba aparece una pequeña recirculación con velocidades pequeñas debido a la separación del flujo hacia el orificio del diafragma.

La medida de la presión se ha tenido que tomar más lejos del diafragma que en la modelización en 3D, ya que se puede considerar constante a partir de 0.85 o 0.9 m.

Se analiza si es válida para este caso la hipótesis de despreciar los efectos de pérdida de carga de la conducción. Por metro de conducción se pierden 135 Pa, por lo que en 0.9 m se pierden 122 Pa. Si se tienen en cuenta $\Delta P = 39568 \text{ Pa}$ y $K'_{0,051} = 19,8$, siendo el error cometido del orden del 0.4 %, por lo que sí puede despreciarse.

En cuanto a la distancia de disipación de energía aguas abajo, en este caso en 2D es aproximadamente unas tres veces el diámetro nominal de la conducción, ya que a partir de esta distancia el fluido vuelve a tener prácticamente las mismas propiedades que aguas arriba del diafragma. Este efecto puede verse en la gráfica 3.17, ya que a partir de $x = 0.85 \text{ m}$, la presión aguas abajo es prácticamente constante.

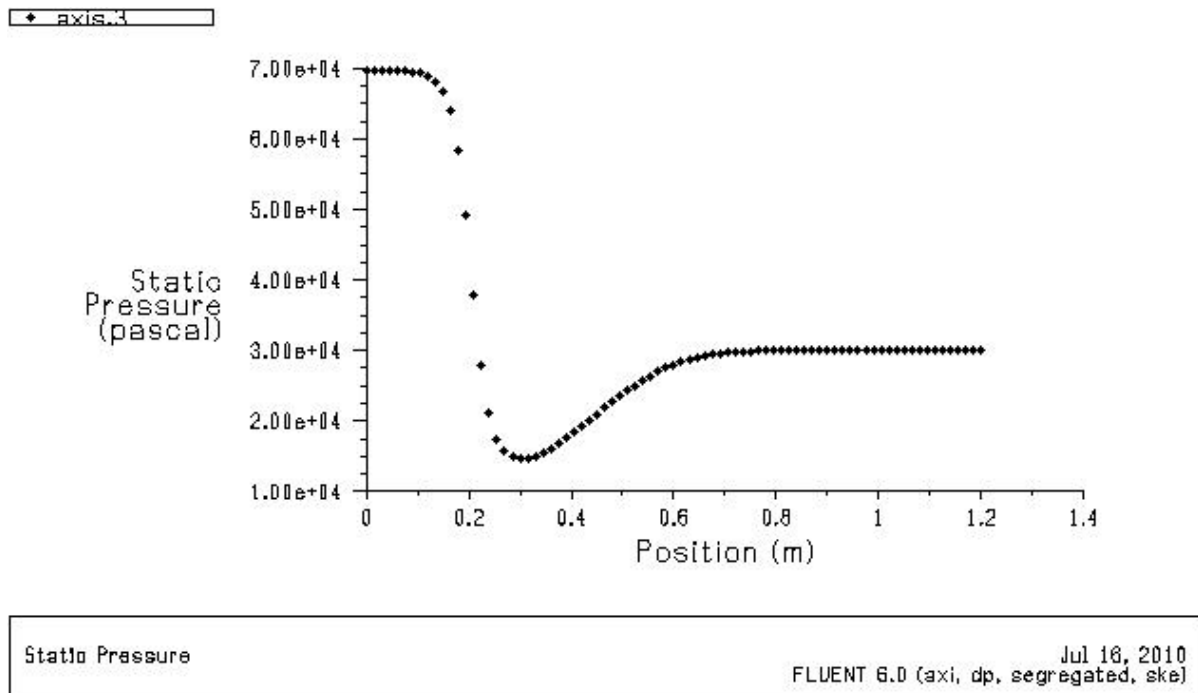


Figura 3.17: Presión estática en el eje de axisimetría del diafragma $e/d_H = 0,051$

2. Diafragma con espesor 112 mm, es decir $e/d_H = 1,02$

La malla analizada converge en 410 iteraciones (2 min), y cumple con el valor requerido del parámetro y^* .

La presión estática aguas arriba es $P_1 = 58100 \text{ Pa}$, y la presión aguas abajo, medida a $x = 0,9 \text{ m}$, es $P_2 = 29990 \text{ Pa}$, siendo la pérdida de carga $\Delta P = 28110 \text{ Pa}$, y la constante de pérdidas de carga:

$$K_{1,02} = 14,06$$

La distancia de disipación de energía aguas abajo, es de unas tres veces el diámetro nominal de la conducción.

3.2.5. Comparación con fórmulas semiempíricas [7]

Para este tipo de diafragmas de un sólo orificio y con bordes o aristas vivas de entrada y salida del orificio, existen formulaciones calculadas y propuestas por Idel'cik para estimar su coeficiente de pérdidas de carga.

El número de Reynolds basado en el diámetro hidráulico del orificio es:

$$Re = \frac{\rho \cdot \omega_0 \cdot d_H}{\mu}$$

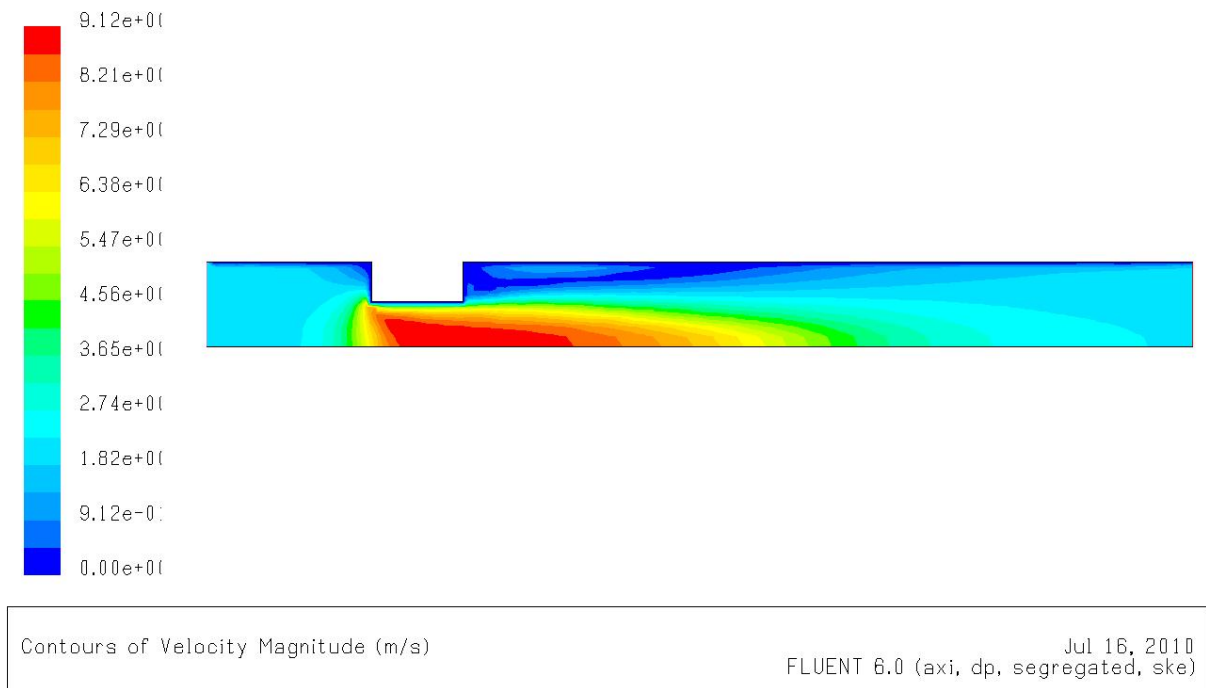


Figura 3.18: Distribución de velocidades en el diafragma $e/d_H = 1,02$

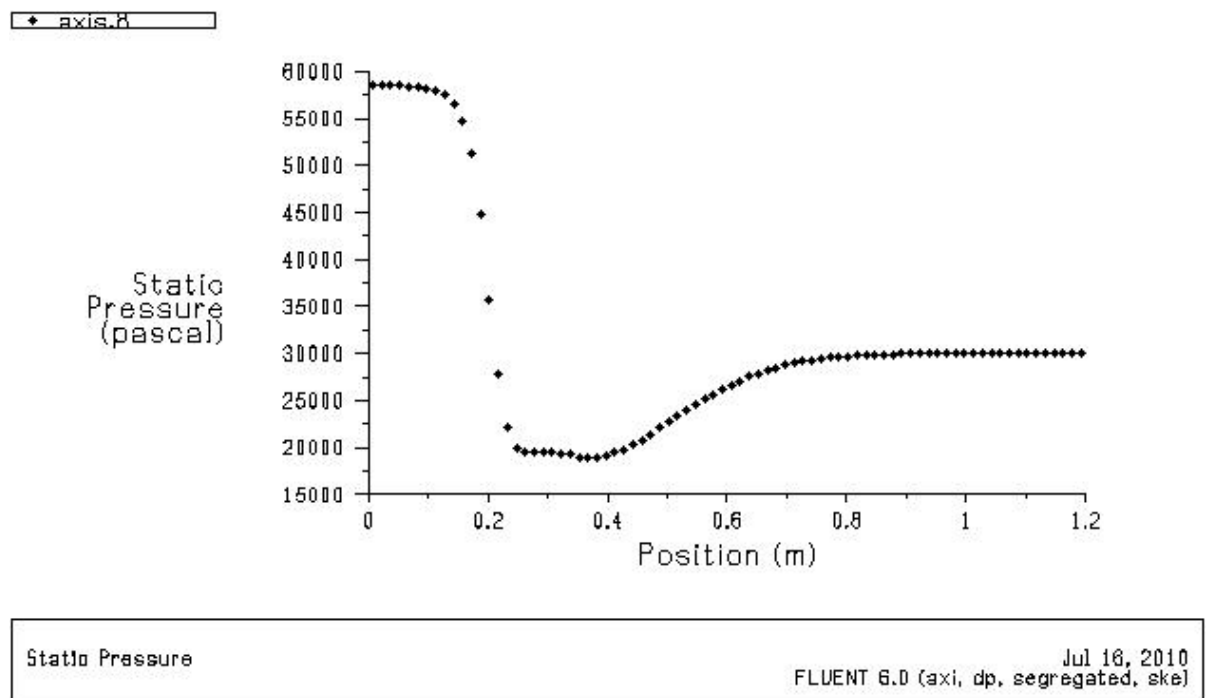


Figura 3.19: Presión estática en el eje de axisimetría del diafragma $e/d_H = 1,02$

Se necesita conocer la velocidad del fluido a su paso por el orificio. El caudal que transcurre por la conducción es:

$$Q = \bar{u} \cdot \pi \frac{D_H^2}{4} = 2 \text{ m/s} \cdot \pi \frac{(0,206 \text{ m})^2}{4} = 0,067 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\omega_0 = \frac{Q}{\pi \cdot \frac{d_H^2}{4}} = \frac{0,067 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot \frac{0,1093 \text{ m}^2}{4}} = 7,03 \text{ m/s}$$

El número de Reynolds es por tanto:

$$Re_{d_H} = \frac{998 \text{ Kg/m}^3 \cdot 7,03 \text{ m/s} \cdot 0,1093 \text{ m}}{1,02 \cdot 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2} = 752254 > 10^5$$

Según Idel'cik existen correlaciones diferentes a aplicar según si el número de Reynolds es mayor, menor o igual que 10^5 . La formulación para $Re > 10^5$, es la siguiente:

$$K = \left(\xi_0 + \lambda \frac{e}{d_H} \right) \cdot \frac{1}{\bar{f}^2}$$

Se calculan todos los parámetros que intervienen en la expresión anterior:

$$\bar{f} = \frac{d_H^2}{D_H^2} = \frac{(0,1093 \text{ m})^2}{(0,206 \text{ m})^2} = 0,281$$

El valor de τ depende de la relación e/d_H y puede consultarse en la tabla 1.4.

$$\xi_0 = \left(0,5 + \tau \sqrt{1 - \bar{f}} \right) (1 - \bar{f}) + (1 - \bar{f})^2$$

Siendo $\xi_{0(0,051)} = 1,69$ y $\xi_{0(1,02)} = 1,02$, para $e/d_H = 0,051$ y $e/d_H = 1,02$, respectivamente.

El coeficiente de pérdidas de carga por rozamiento por unidad de longitud relativa de la conducción, λ , puede estimarse con la siguiente expresión debido a que la conducción se considera lisa [7]:

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \cdot \log Re_{d_H} - 1,64)^2} = 0,0125$$

De esta manera se obtienen los valores de coeficientes de pérdida de carga siguientes:

$$K_{I0,051} = 21,4$$

$$K_{I1,02} = 13,11$$

El error porcentual de estimar el coeficiente de pérdida de carga de un diafragma de un sólo orificio con Fluent o con la formulación semiempírica es del orden del 7 % que es totalmente admisible.

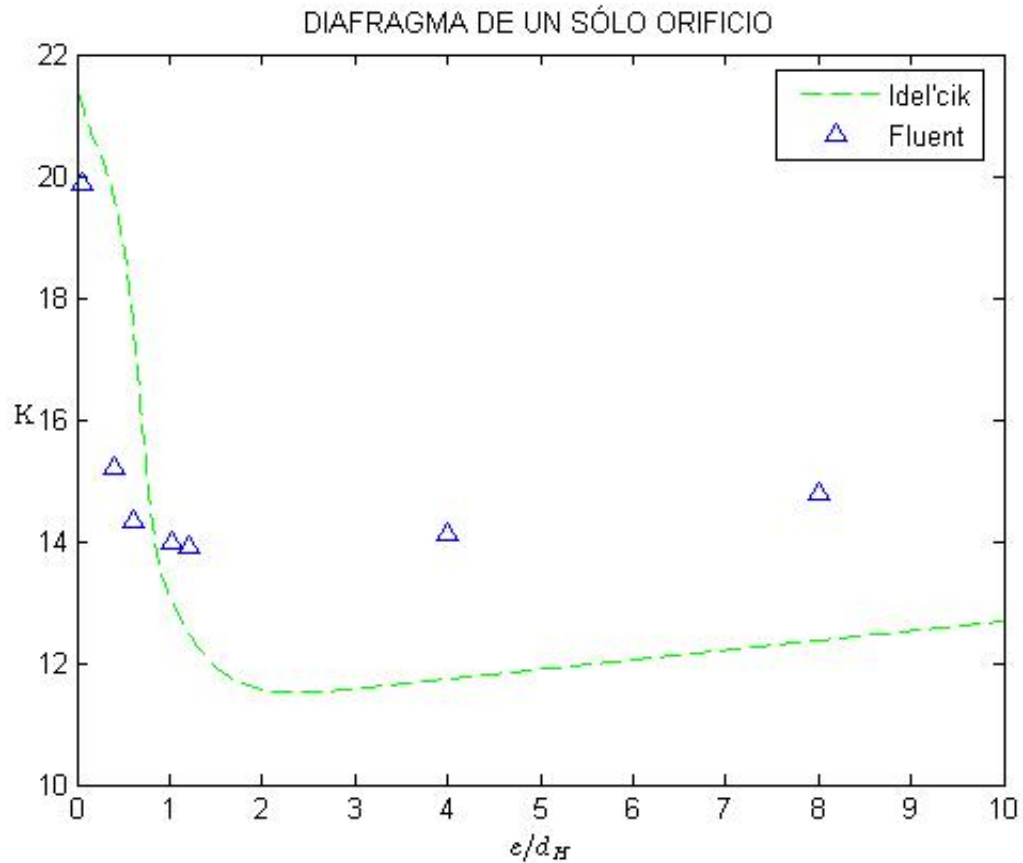


Figura 3.20: Curva de coeficiente de pérdida de carga de diafragmas de un sólo orificio

Como en el caso en 3D, interesa conocer si la tendencia de los resultados de los coeficientes K respecto a la relación e/d_H , es la misma para la estimación con Fluent que con la formulación de la literatura, por lo que se analizan otros cinco diafragmas más, con diferentes e/d_H , cuyos resultados se muestran en la figura 3.20.

Si se comparan los resultados de la simulación en 3D con los obtenidos con el modelos 2D, se puede ver la diferencia entre ambos métodos y puede calcularse el error porcentual de utilizar uno respecto a otro.

- Espesor $e = 5.6$ mm:

Con modelo 3D, siendo $e/d_H = 0,4$, $K_{0,4(udf)} = 16,07$

Con modelo 2D, siendo $e/d_H = 0,051$, $K_{0,051} = 19,87$

$$\varepsilon_{5,6} = \frac{19,87-16,07}{19,87} \cdot 100 = 19,1 \%$$

- Espesor $e = 112$ mm:

Con modelo 3D, siendo $e/d_H = 0,4$, $K_{8(udf)} = 17,83$

Con modelo 2D, siendo $e/d_H = 0,051$, $K_{1,02} = 14,06$

$$\varepsilon_{112} = \frac{17,83-14,06}{17,83} \cdot 100 = 21,1 \%$$

Por otro lado, se representan en la figura 3.21 el coeficiente de pérdida de carga según las fórmulas semiempíricas tanto de un diafragma multiorificio como de uno de un orificio único, con la misma relación de áreas, \bar{f} .

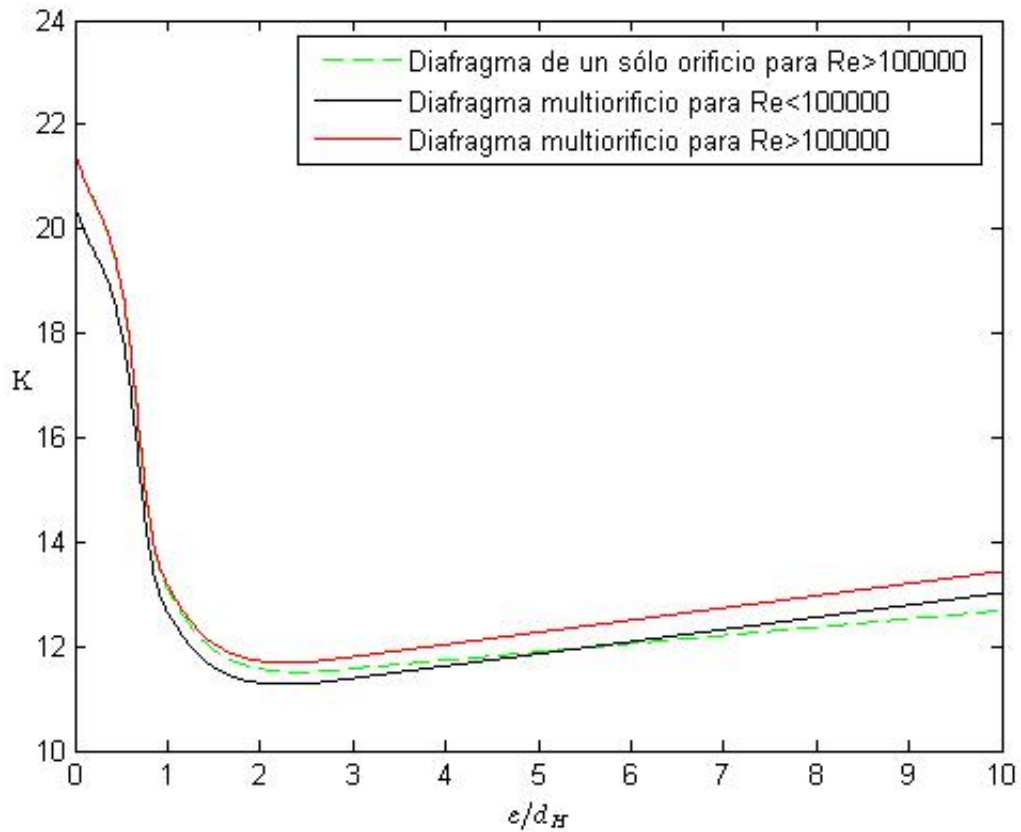


Figura 3.21: Coeficiente de pérdida de carga [7] para diafragmas de un sólo orificio y diafragmas multiorificio

Según estas curvas el coeficiente de pérdidas para los dos tipos de diafragmas es prácticamente el mismo siempre que la relación e/d_H sea la misma [7]. Sin embargo los dos diafragmas estudiados conservan el espesor de la placa perforada, pero no la relación e/d_H . Parece entonces que un modelo más adecuado para estimar con menor error el coeficiente de pérdida de carga de estos diafragmas mono-orificio sería que tuvieran la misma relación de áreas, \bar{f} , y la misma relación e/d_H .

Se analizan los casos para $e/d_H = 0,4$ y $e/d_H = 8$, siendo los espesores de la placa mono-orificio de $e = 43,7 \text{ mm}$ y $e = 874,4 \text{ mm}$, respectivamente, dado que el diámetro hidráulico es $d_H = 109,3 \text{ mm}$.

Es evidente que desde el punto de vista constructivo no tendría sentido fabricar un diafragma de

un sólo orificio con espesor de 874.4 mm, cuyo coeficiente de pérdidas podría conseguirse con otro diseño mucho menos costoso. Sin embargo, para el análisis con CFD sí puede utilizarse este espesor, teniendo en cuenta que ahora no es suficiente la longitud de conducción que se venía empleando y es necesario darle al menos una longitud de 2,5 m para poder observar las características del fluido aguas abajo del diafragma.

Los resultados de estos casos y su comparación con los correspondientes analizados en 3D son:

- Relación $e/d_H = 0,4$:

Con modelo 3D, siendo $e = 5.6$ mm, $K_{0,4(udf)} = 16,07$

Con modelo 2D, siendo $e = 43.7$ mm, $K_{0,4} = 15,21$

$$\varepsilon_{0,4} = \frac{16,07-15,21}{16,07} \cdot 100 = 5,4 \%$$

- Relación $e/d_H = 8$:

Con modelo 3D, siendo $e = 112$ mm, $K_{8(udf)} = 17,83$

Con modelo 2D, siendo $e = 874.4$ mm, $K_8 = 14,79$

$$\varepsilon_{112} = \frac{17,83-14,79}{17,83} \cdot 100 = 17 \%$$

Efectivamente si se simplifica el diafragma multiorificio modelizándolo como un diafragma de un sólo orificio con la misma relación e/d_H , se consigue reducir el error en el coeficiente de pérdidas de carga respecto a si se modeliza con el mismo espesor.

3.3. Modelización de un chorro aislado

Para intentar simplificar aún más el problema y estimar las características de un diafragma multiorificio, se ha pensado en estudiar el comportamiento del flujo a través de uno de los 61 orificios del diafragma.

En zonas lo suficientemente alejadas a los chorros (a 1 DN aguas arriba y a 2 o 3 DN aguas abajo), las diferencias de presiones respecto a las coordenadas «y» y «z» son despreciables respecto a la las diferencias de presiones respecto a la coordenada longitudinal. Esto permite suponer que midiendo presiones aguas arriba y aguas abajo de un sólo chorro se pueda calcular el coeficiente de pérdida de carga del diafragma.

3.3.1. Modelo axisimétrico de un solo chorro aislado

Geometría y dominio

Se hace la suposición de que dado que el fluido llega homogéneamente al diafragma, el caudal de fluido se acerca al orificio a través de una conducción de diámetro $d_c = 21,9$ mm, transcurre por

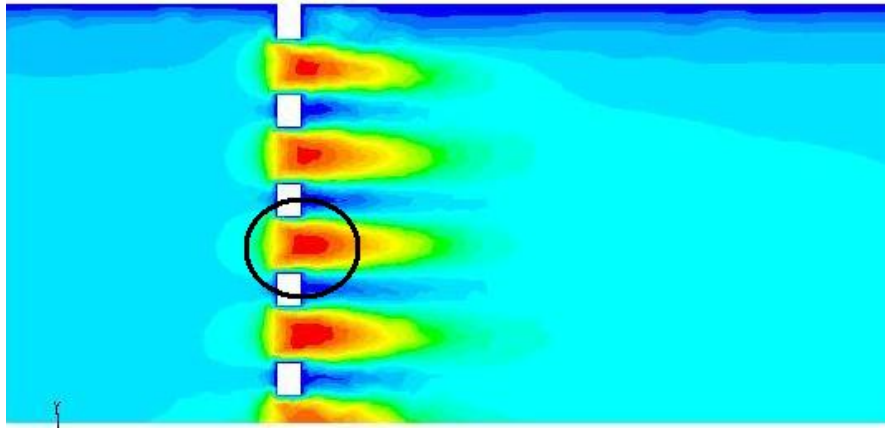


Figura 3.22: Diafragma multiorificio $e/d_H = 0,4$ donde se señala uno de los chorros

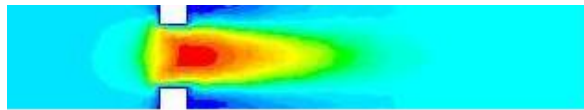


Figura 3.23: Distribución de velocidad del flujo a través de uno de los 61 orificios que componen el diafragma

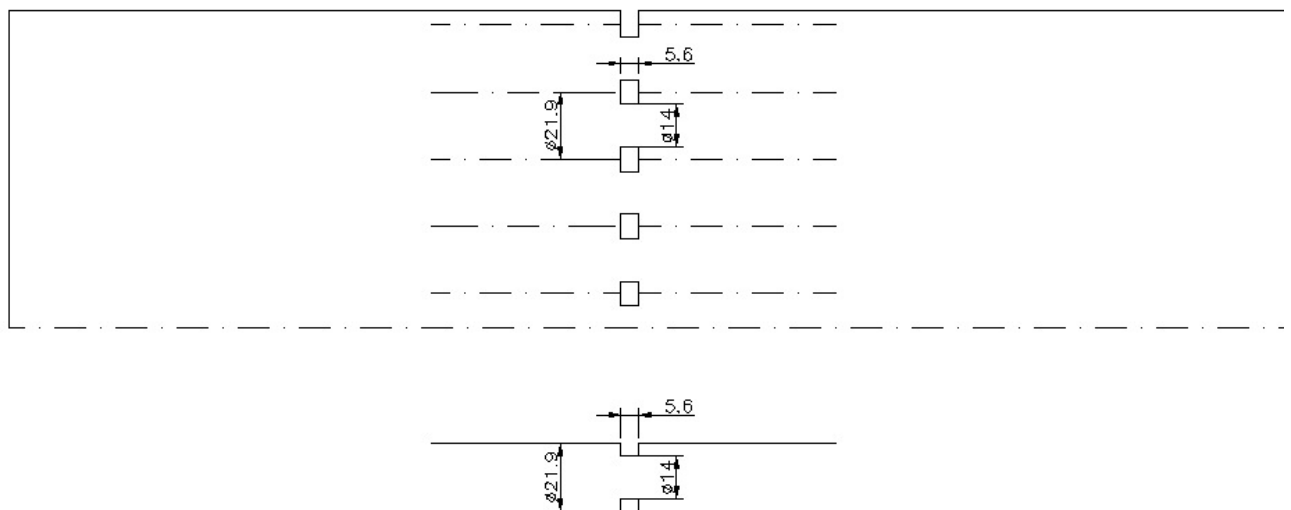


Figura 3.24: Geometría de uno de los orificios a estudiar

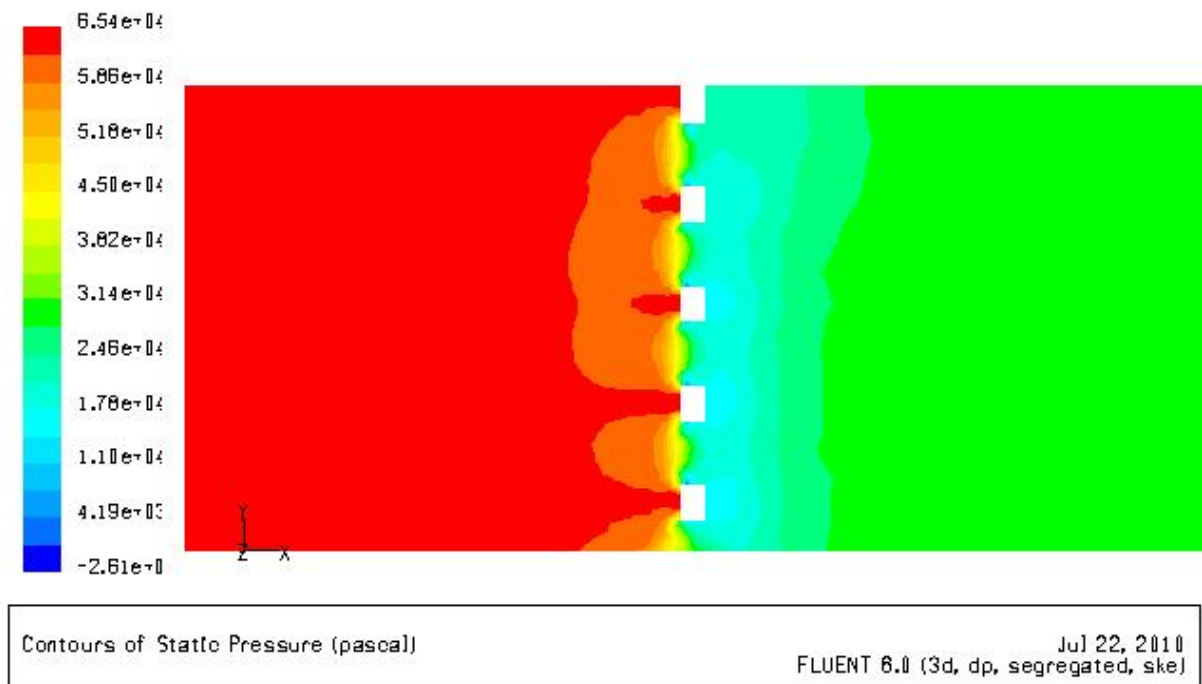


Figura 3.25: Distribución de presión estática en un diafragma multiorificio con $e/d_H = 0,4$

el orificio de diámetro $d_H = 14 \text{ mm}$ y sale ordenadamente a otra conducción del mismo diámetro d_c .

Se estudian los mismos dos espesores de placas que hasta ahora, que cumplen con las relaciones $\frac{e}{d_H} = 0,4$ y $\frac{e}{d_H} = 8$.

Para esta geometría, el flujo es axisimétrico, siendo, el dominio del problema es:

$$\begin{aligned} 0 &\leq r \leq d_c/2 \\ 0 &\leq x \leq L \end{aligned}$$

El origen de coordenadas se coloca en la esquina inferior izquierda de la mitad de la sección transversal de la conducción.

Condiciones iniciales

Se utiliza un perfil de velocidad plano a la entrada correspondiente a una velocidad constante de 2 m/s .

Modelo en GAMBIT

El modelo bidimensional de la tubería con el diafragma para la generación de la geometría en Gambit es un rectángulo que representa la mitad de la sección longitudinal del conducto, siendo el orificio del diafragma un estrechamiento en la conducción.

Las condiciones de contorno que se le asignan son: Velocity Inlet a la entrada, Pressure Outlet a la salida, Axis en el eje de simetría axisimétrico, y al lado superior que sería la pared de la conducción imaginaria y el diafragma se le asigna uno de estos casos:

- Tanto a la pared de la conducción como al diafragma se le asigna la condición de contorno de pared: Wall
- A la pared de la conducción se le asigna una condición de deslizamiento: Symmetry, y a las paredes del diafragma la condición de pared: Wall

Las dos geometrías a evaluar en función del espesor de la placa perforada se discretizan generando diferentes mallas no demasiado finas, pues van a utilizarse las Standard Wall Function para el tratamiento de las celdas adyacentes a la pared.

Análisis con Fluent

Se ejecuta Fluent 2ddp, con el mismo modelo de turbulencia, velocidad y parámetros de turbulencia que los especificados hasta ahora. Se fija el valor de los residuos por debajo de 10^{-6} .

1. Chorro aislado de un diafragma con $e/d_H = 0,4$

- Con condición de contorno pared (wall)

La presión estática aguas arriba es $P_1 = 45600 \text{ Pa}$, y la presión aguas abajo, es $P_2 = 32800 \text{ Pa}$, siendo la pérdida de carga $\Delta P = 12800 \text{ Pa}$, y la constante de pérdidas de carga es:

$$K_{a0,4} = 6,28$$

- Con condición de contorno de deslizamiento (Symmetry-wall)

La presión estática aguas arriba es $P_1 = 42020 \text{ Pa}$, y la presión aguas abajo, es $P_2 = 30000 \text{ Pa}$, siendo la pérdida de carga $\Delta P = 12020 \text{ Pa}$, y la constante de pérdidas de carga es:

$$K_{b0,4} = 5,90$$

2. Chorro aislado de un diafragma con $e/d_H = 8$

- Con condición de contorno Wall

La presión estática aguas arriba es $P_1 = 44320 \text{ Pa}$, y la presión aguas abajo, es $P_2 = 31170 \text{ Pa}$, siendo la pérdida de carga $\Delta P = 13150 \text{ Pa}$, y la constante de pérdidas de carga es:

$$K_{a8} = 6,45$$

- Con condición de contorno Simetry-wall

La presión estática aguas arriba es $P_1 = 43750 \text{ Pa}$, y la presión aguas abajo, es $P_2 = 30000 \text{ Pa}$, siendo la pérdida de carga $\Delta P = 13750 \text{ Pa}$, y la constante de pérdidas de carga es:

$$K_{b8} = 6,74$$

Estos resultados tienen valores muy próximos a la constante de pérdida de carga calculada utilizando el coeficiente de descarga C_d estimado a partir de la gráfica 1.2 de valores experimentales de diafragmas de un orificio y multiorificio de Tullis [20]. La relación de áreas es 0.281, y de la gráfica se obtiene $C_d = 0,36$, siendo entonces el coeficiente de pérdidas:

$$K_{Tullis} = \frac{1}{C_d^2} - 1 = 6,72$$

Sin embargo, una vez estudiados los casos con Fluent en 3D y 2D, y con los cálculos realizados a partir de las fórmulas semiempíricas, se piensa que no puede utilizarse el modelo simplificado 2D axisimétrico del flujo a través de un sólo orificio, como modelo simplificado de un diafragma multiorificio, ya que no tiene en cuenta todas las interacciones de unos chorros con otros.

Además, aunque los resultados coincidan con el método propuesto por Tullis, según se explicó al principio, este método no tiene en cuenta características del diafragma como el espesor de la placa perforada o la geometría de los bordes de entrada y salida de los orificios, que sí se tienen en cuenta en el método de Idel'cik, lo que explicaría su inexactitud en muchos casos.

3.3.2. Modelo de un sólo chorro aislado usando un análisis de volúmenes de control

Puede analizarse mediante volúmenes de control axisimétricos la contracción del chorro a la entrada del orificio, el paso del fluido a través del orificio y la expansión del chorro a la salida del mismo.

1. Expansión brusca

- Ecuación de conservación de masa

$$\frac{d}{dt} \int \rho dV + \int \rho(\bar{v} - \bar{v}_c) \bar{n} d\sigma = 0$$

$$\rho U \frac{\pi d^2}{4} = \rho u \frac{\pi D^2}{4}$$

$$u = U \frac{d^2}{D^2}$$

U , es la velocidad mayor, en este caso a la entrada, y u , es la velocidad menor de las dos, en este caso a la salida de la expansión, es decir, $U > u$.

■ Ecuación de cantidad de movimiento

Se hacen las suposiciones de que el flujo es uniforme a la entra y a la salida, que la fricción en la pared es despreciable y que se desprecian los efectos de gravedad.

$$\frac{d}{dt} \int \rho \bar{v} dV + \int \rho \bar{v} (\bar{u} - \bar{u}_c) \bar{n} d\sigma = - \int p \bar{n} d\sigma + \int \bar{\tau}' \bar{n} d\sigma + \int \rho g dV$$

$$\rho U^2 \frac{\pi d^2}{4} + \rho u^2 \frac{\pi D^2}{4} = P_1 \frac{\pi D^2}{4} - P_2 \frac{\pi D^2}{4}$$

$$\rho U^2 \frac{\pi d^2}{4} \left(\frac{d^2}{D^2} - 1 \right) = (P_1 - P_2) \frac{\pi D^2}{4}$$

$$\rho U^2 d^2 \left(\frac{d^2}{D^2} - 1 \right) = (P_1 - P_2) D^2$$

La pérdida de carga es:

$$P_1 - P_2 = \rho U^2 \frac{d^2}{D^2} \left(\frac{d^2}{D^2} - 1 \right)$$

Y dado que la ecuación de Bernoulli con pérdidas es:

$$\left(P_1 + \frac{1}{2} \rho U^2 \right) - \left(P_2 + \frac{1}{2} \rho u^2 \right) = \frac{1}{2} \rho U^2 K_{EB}$$

Entonces el coeficiente de pérdida de carga, K_{EB} , es:

$$K_{EB} = \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right)^2$$

Con la geometría de uno de los orificios se obtiene que:

$$K_{EB} = \left(1 - \frac{14^2}{21,9^2} \right)^2 = 0,35$$

2. Contracción brusca

En el caso de una contracción brusca la teoría debería ser igual a la de la expansión brusca, si embargo no lo es, pues aparece el concepto de vena contracta. No es el mismo caso, ya que en una expansión brusca el fluido descarga como un chorro, y en una contracción brusca el flujo se adapta a la contracción produciendo la vena contracta.

El coeficiente de pérdidas de una contracción brusca, K_{CB} , es:

$$K_{CB} \approx 0,42 \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right)$$

$$K_{CB} \approx 0,42 \left(1 - \frac{14^2}{21,9^2} \right) = 0,248$$

Si $D \gg d$ entonces:

$$K_{CB} \approx 0,5 \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right)$$

3. Conducto

En el conducto, la constante de pérdida de carga viene dada por:

$$K_{cond} = \frac{\lambda L}{d}$$

Utilizando el diagrama de Moody [11], para $Re_{dH} = 10^5$ y pared lisa, se obtiene que $\lambda = 0,018$, siendo entonces el coeficiente de pérdidas debidas al paso del fluido por el orificio el siguiente:

- Para espesor de diafragma 5.6 mm:

$$K_{5,6(cond)} = \frac{0,018 \cdot 5,6}{14} = 0,072$$

- Para espesor de diafragma 112 mm:

$$K_{112(cond)} = \frac{0,018 \cdot 112}{14} = 0,144$$

Por tanto, el coeficiente de pérdida de carga de un orificio del diafragma es, según el espesor del diafragma:

$$K_{5,6} = K_{EB} + K_{CB} + K_{5,6(cond)} = 0,67$$

$$K_{112} = K_{EB} + K_{CB} + K_{112(cond)} = 0,74$$

Debido a que mediante volúmenes de control se han referido todos los cálculos a la velocidad máxima, U , que sin embargo tanto Idel'cik como Fluent refieren a la velocidad más pequeña, u , debe realizarse la siguiente corrección para comparar los valores obtenidos:

$$K' = \frac{D^4}{d^4} K \quad (3.1)$$

Es decir que los valores obtenidos mediante análisis de volumen de control, referidos ahora a la velocidad más pequeña son:

$$K'_{5,6} = \frac{21,9^4}{14^4} 0,67 = 4,01$$

$$K'_{112} = \frac{21,9^4}{14^4} 0,74 = 4,43$$

Los términos de las ecuaciones que propone Idel'cik pueden identificarse con estas pérdidas de carga primarias, por rozamiento con la pared, y secundarias por entrada y salida del fluido en los orificios.

$$K = \left(\xi_0 + \lambda \frac{e}{d_H} \right) \cdot \frac{1}{\bar{f}^2}$$

$$\xi_0 = \left(0,5 + \tau \sqrt{1 - \bar{f}} \right) (1 - \bar{f}) + (1 - \bar{f})^2$$

- El término $\frac{1}{\bar{f}^2}$, es el factor de corrección por utilizar diferente velocidad de referencia que en la ecuación de Bernoulli, que es el determinado ya en la expresión 3.1.

$$\frac{1}{\bar{f}^2} = \frac{1}{F_0^2/F_1^2} = \frac{F_1^2}{F_0^2} = \frac{D^4}{d^4}$$

- El término $\lambda \frac{e}{d_H}$ se corresponde con las pérdidas primarias por el paso del fluido a través del orificio dependiendo del número de Re, el espesor del diafragma y el diámetro hidráulico del agujero.
- El coeficiente de pérdidas secundarias viene definido por el parámetro ξ_0 , y está compuesto de un coeficiente de pérdidas debidas a la contracción brusca (primer término de la expresión 3.2), uno debido a la expansión brusca (tercer término de la expresión 3.2) y otro debido a los efectos producidos por el espesor del diafragma (segundo término), la terminación de los bordes de entrada y salida y las condiciones del flujo a través del orificio, según se identifican a continuación:

$$\begin{aligned} \xi_0 &= \left(0,5 + \tau \sqrt{1 - \frac{d^2}{D^2}} \right) \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right) + \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right)^2 \\ \xi_0 &= 0,5 \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right) + \tau \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right)^{5/2} + \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right)^2 \end{aligned} \quad (3.2)$$

Capítulo 4

Conclusiones y trabajos futuros

Se ha comprobado utilizando CFD que la longitud de entrada de una conducción por la cual circula un flujo turbulento puede estimarse con la expresión experimental 2.2.

Como condición de contorno de velocidad a la entrada de la conducción, para el análisis con CFD de un diafragma multiorificio, puede utilizarse tanto un perfil de velocidad de flujo turbulento siguiendo la ley potencial 2.3 o sencillamente un perfil plano definido por una velocidad constante, siendo el error entre utilizar uno u otro perfil menor al 1.5 %. Esto se debe a que en ambos casos el flujo es uniforme a la entrada y no se encuentra perturbado, que es lo que podría dar lugar a discrepancias en los resultados.

El modelo tridimensional mediante CFD de un diafragma multiorificio es el único que puede estimar tanto la distancia de disipación de energía aguas abajo como la pérdida de carga que genera. Dado que mantener las distancias adecuadas entre elementos es un aspecto primordial para garantizar la regulación y para poder realizar medidas de parámetros físicos con otros equipos, como caudalímetros o sondas de presión, se determina que este modelo 3D es el adecuado para caracterizar diafragmas multiorificio.

El modelo de turbulencia $\kappa - \epsilon$ resuelve adecuadamente el problema tridimensional, y crear una malla no demasiado fina, utilizando las Wall Standard Function para el tratamiento de las celdas adyacentes a la pared es suficiente para obtener unos resultados con la precisión requerida, utilizando unos recursos computacionales y de tiempo asequibles.

El coeficiente de pérdida de carga de un diafragma multiorificio varía en función de la relación e/d_H , teniendo un valor mínimo cuando esta relación tiene valores entre 1 y 2.

Se ha demostrado que la distancia de disipación de energía de un diafragma multichorro es inferior a 2 o 3 DN, comprobando los resultados de los experimentos de Tullis [20].

Se ha comprobado que puede simplificarse el modelo tridimensional mediante uno bidimensional axisimétrico que modelice un diafragma con un sólo orificio, cuya relación entre área de paso de

fluido y sección transversal de la conducción sea la misma. Si el modelo 2D además conserva la relación e/d_H en lugar de tener el mismo espesor que el diafragma multiorificio (3D), los resultados obtenidos tienen errores menores.

La pérdida de carga del diafragma multiorificio analizando únicamente uno de los chorros con Fluent no es un modelo preciso, ya que no se consideran todas las interacciones que se producen entre los chorros sobretodo a la salida. Sin embargo los resultados del análisis con Fluent de este modelo concuerdan con los valores obtenidos en los experimentos de Tullis.

No puede estimarse la pérdida de carga de un diafragma multiorificio analizando mediante volúmenes de control un sólo chorro, ya que aunque es un método muy rápido difiere considerablemente de los resultados de Fluent en 3D, de Idel'cik e incluso de los experimentos de Tullis.

En general con las fórmulas calculadas, semiempíricas o experimentales propuestas por Idel'cik [7], puede estimarse la pérdida de carga de una gran parte de los diafragmas de uno o varios orificios que pueden encontrarse en cualquier instalación. No pueden estimarse de esta manera las distancias a las que es necesario instalar los equipos.

La ventaja de una simulación con un modelo tridimensional frente a utilizar la formulación semiempírica es que pueden estimarse las pérdidas de carga de diafragmas con geometrías muy particulares y que da la posibilidad de hallar la distancia a la que debe colocarse otro equipo tanto aguas arriba como aguas abajo, y de conocer otros parámetros del fluido, como pueden ser los distintos parámetros de turbulencia. Además puede conocerse la evolución de la presión y especialmente se puede vigilar que ésta no baje en ningún punto por debajo de la presión de vapor del fluido para que no haya riesgos de formación de burbujas de aire que inicien la cavitación.

Como trabajos futuros se propone analizar en detalle por qué el modelo de análisis por volúmenes de control de un chorro aislado no corresponde con los modelos en 3D.

También se propone que, partiendo del estudio realizado de un único chorro, se analice la influencia del choque de un chorro con otro a la salida, y obtener un coeficiente de pérdida de carga que pueda identificar este término, que podría añadirse a las ecuaciones utilizadas en el análisis por volúmenes de control.

Apéndice A

Código C para definir el perfil de velocidad en 3D

El código C implementado para Fluent e interpretado como una Función Definida por el Usuario «UDF» en 3D para la conducción es el siguiente:

```
#include "udf.h"
#define YMIN -0.1032
#define YMAX 0.1032
#define UMAX 2.38
#define B 1./8.
#define DELOVRH 0.5

/* profile for x-velocity */

DEFINE_PROFILE(x_velocity,t,i)

{
    real dist, y, z, del, h, p, x[ND_ND];    /* variable declarations */
    face_t f;
    h = YMAX - YMIN;
    del = DELOVRH * h;

    begin_f_loop(f, t)
    {
        F_CENTROID(x, f, t);
        y = x[1];
        z = x[2];
```

```
    dist = sqrt(y * y + z * z);
    if (dist <= del)
        F_PROFILE(f, t, i) = UMAX * pow(1 - dist / del, B);
    else
        F_PROFILE(f, t, i) = 0;
}
end_f_loop(f,t)
}
```

Bibliografía

- [1] AENOR. *UNE-EN 736-1:1996 Válvulas. Terminología. Parte 1: Definición de los tipos de válvulas*. AENOR, Jun 1996.
- [2] ANSYS. *Fluent 6.0. User's guide*, 2001.
- [3] ANSYS. *Gambit. User's guide*, 2006.
- [4] COTAINSA. *Catálogo comercial*, 2008.
- [5] FOUNIER, T., AND MUÑOZ, J. A. Válvula de control multichorro: Monovar. *Tecnología del Agua*, 125 (1994).
- [6] GARCÍA, R. P., REY, P. L. I., AND FUERTES, V. S. *Flujo estacionario de Fluidos Incompresibles en Tuberías*. Editorial UP de Valencia, 2005.
- [7] IDEL'CIK, I. E. *Memento des Pertes de Charge*. Editions Eyrolles, 1986.
- [8] JR., O. C. J. An improvement in the calculation of turbulent friction in rectangular ducts. *Journal of Fluids Engineering* (1976).
- [9] MARTÍNEZ, A. C. *Mecánica de Fluidos*. E.T.S.I Industriales, Universidad Politécnica de Madrid, 2006.
- [10] MÉNDEZ, M. V. *Tuberías a Presión en los sistemas de abastecimiento de agua*. Publicaciones UCAB, 2007.
- [11] MOODY, L. F. Friction factors for pipe flow. *Transactions of the ASME* 66 (1944).
- [12] MOTT, R. L. *Mecánica de Fluidos, sexta edición*. Pearson Educación, 2006.
- [13] ORTIZ, J. E. D. *Mecánica de Fluidos e Hidráulica*. Universidad del Valle, 2006.
- [14] Simulación del flujo en una tubería. Práctica nº1 de Fluidodinámica Computacional, Área de Mecánica de Fluidos de la Universidad de Oviedo, 2006-2007.
- [15] POPE, S. B. *Turbulent Flows*. Cambridge University Press, 2000.
- [16] POTTER, M. C., AND WIGGERT, D. C. *Mecánica de fluidos*. Thompson, 2002.

- [17] RANADE, V. V. *Computational Flow Modeling for Chemical Reactor Engineering*, vol. 5 (Process Systems Engineering). Academic Press, 2002.
- [18] RIPOLL, A. B., AND SÁNCHEZ-PASTOR, M. P.-S. *Fundamentos y aplicaciones de la Mecánica de Fluidos*. Mc Graw Hill / Interamérica de España SAU, 2005.
- [19] ROSICH, E. M. Velocidad del agua en tuberías. *Revista Obras Públicas*, 216 (1966).
- [20] TULLIS, J. P. *Hydraulics of Pipelines. Pumps, valves, cavitations, transients*. John Wiley & Sons, Inc., 1989.
- [21] TULLIS, J. P., III, J. J. P., SHIERS, P. F., AND HALL, W. W. Perforated plates as hydraulic energy dissipators. In *Hydraulics Speciality Conference* (1980).
- [22] WHITE, F. M. *Mecánica de fluidos*. Mc Graw Hill Education, 1979.

Glosario

ε_0^{Re}	Coeficiente de contracción para un orificio con aristas vivas a la entrada
\bar{f}	Coeficiente de la sección libre del diafragma
\bar{u}	Velocidad media del flujo
C_d	Coeficiente de descarga
C_μ	Coeficiente empírico
D_1	Diámetro de orificio de un diafragma de orificio único
d_H	Diámetro hidráulico de un orificio
D_H	Diámetro hidráulico
δ	Espesor de la capa límite
ΔH	Pérdida de carga
ΔP	Pérdida de carga
ℓ	Longitud de escala turbulenta
ϵ	Tasa de disipación
γ	Peso específico
K_{CB}	Coeficiente de pérdida de carga de una contracción brusca
K_{EB}	Coeficiente de pérdida de carga de una expansión brusca
κ	Energía cinética turbulenta
L_c	Dimensión característica
L_e	Longitud de entrada
λ	Coeficiente de pérdidas por rozamiento por unidad de longitud
μ	Viscosidad dinámica
μ_t	Viscosidad turbulenta
ν	Viscosidad cinemática
ω_0	Velocidad por un orificio
P_1	Presión absoluta aguas arriba
P_2	Presión absoluta agua abajo
P_v	Presión de vapor del líquido
ρ	Densidad
σ	Índice de cavitación
τ	Coeficiente función de la relación entre e y d_H
τ_w	Esfuerzo en la pared
U_{max}	Velocidad máxima

u_0	Velocidad axial en el eje central de la conducción
ξ_φ	Coeficiente de pérdidas de carga, función del Re y \bar{f}
B	Constante adimensional de ley logarítmica
CFD	Dinámica de Fluidos Computacional
D	Diámetro interior
DNS	Direct Numerical Simulation
e	Espesor de la placa perforada
g	Aceleración de la gravedad
I	Intensidad de la turbulencia
K	Coeficiente de pérdida de carga
k	Constante de von Karman
L	Longitud de la conducción
LES	Large Eddy Simulation
N	Número de orificios
R	Radio interior
RANS	Reynolds-Averaged Navier Stokes equations
Re	Número de Reynolds
RKM	Realizable $\kappa - \epsilon$ model
RNG	Renormalization-Group $\kappa - \epsilon$ model
RSM	Reynold stress model
SAM	Spalart-Allmaras model
SKM	Standard $\kappa - \epsilon$ model
SST	Shear-Stress Transport $\kappa - \omega$ model
U	Velocidad de corriente libre
u'	Fluctuaciones de velocidad
UDF	User Defined Function